

3  
24.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
"CAMPUS ARAGON"**

**"IMPLEMENTACION DE APUNTES DE LA  
MATERIA DE TURBODINAMICA."**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

**INGENIERO MECANICO  
ELECTRICISTA**

**P R E S E N T A N :**

**ACEVEDO RODRIGUEZ MARIO M.  
GALLEGOS GUTIERREZ RODOLFO**

ASESOR: ING. JORGE RODRIGUEZ LUNA

**MÉXICO.**

**1997.**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

3  
24.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
"CAMPUS ARAGON"**

**"IMPLEMENTACION DE APUNTES DE LA  
MATERIA DE TURBODINAMICA."**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

**INGENIERO MECANICO  
ELECTRICISTA**

**P R E S E N T A N :**

**ACEVEDO RODRIGUEZ MARIO M.  
GALLEGOS GUTIERREZ RODOLFO**

ASESOR: ING. JORGE RODRIGUEZ LUNA

**MÉXICO.**

**1997.**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## **AGRADECIMIENTOS**

**ACEVEDO RODRIGUEZ MARIO M.**

**A MIS PADRES:**

**JOSE GUADALUPE ACEVEDO ROSA.  
ANIBARRA RODRIGUEZ EMAS.**

**A MIS HERMANOS:**

**ELISA ACEVEDO RODRIGUEZ.  
ROSA ACEVEDO RODRIGUEZ.  
MARIA GUADALUPE ACEVEDO RODRIGUEZ.  
SORIA EDITH ACEVEDO RODRIGUEZ.**

**AL RESTO DE MI FAMILIA.**

**A MIS AMIGOS.**

**A LOS PROFESORES Y PRINCIPALMENTE A NUESTRO ASESOR:**

**INGENIERO JORGE RODRIGUEZ LUNA.**

**EN ESPECIAL A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO CAMPUS ARAGON,  
POR BRINDARNOS UNA PROFESION.**

## **AGRADECIMIENTOS**

### **GALLEGOS GUTIERREZ RODOLFO**

**A MIS PADRES:**

**RODOLFO GALLEGOS ALAMILLA  
ESTELA GUTIERREZ BELLA**

**A MIS HERMANOS:**

**ESTELA GALLEGOS GUTIERREZ**

**AL RESTO DE MI FAMILIA.**

**A MIS AMIGOS.**

**A LOS PROFESORES Y PRINCIPALMENTE A NUESTRO ASESOR:**

**INGENIERO JORGE RODRIGUEZ LEAL.**

**EN ESPECIAL A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO CAMPUS ARAGON,  
POR BRINDARNOS UNA PROFESION.**

## INDICE

## PAGINA

### PROLOGO.

1

### CAPITULO 1. INTRODUCCION.

1.1	Definición de máquina hidráulica.	3
1.2	Clasificación de máquinas hidráulicas.	3
1.3	Bombas.	5
1.4	Turbinas.	6
1.5	Turbomáquinas térmicas.	8
1.6	Clasificación de las turbomáquinas.	11
1.7	Turbinas de vapor.	12
1.8	Turbinas de gas.	13

### CAPITULO 2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE TURBOMAQUINAS.

2.1	Triángulo de velocidades.	16
2.2	Desarrollo de la ecuación de Euler y su interpretación.	18
2.3	Deducción de la ecuación de Bernoulli.	22
2.4	Notación internacional del triángulo de velocidades.	24
2.5	Comparación de la ecuación de Bernoulli y Euler.	25
2.6	Principio de desplazamiento positivo.	26
2.7	Comparación de los comportamientos de las turbomáquinas y las máquinas de desplazamiento positivo.	27

**CAPITULO 3. LEYES DE SEMEJANZA DINAMICA.**

3.1	Introducción.	28
3.2	Números adimensionales.	28
3.3	Leyes de semejanza para turbinas hidráulicas, bombas centrífugas y ventiladores.	29
3.4	La velocidad específica.	37
3.5	Flujo compresible.	39
3.6	Ejemplos de aplicación.	40

**CAPITULO 4. TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS MOTRICES.**

4.1	clasificación.	43
4.2	Descripción general y partes principales.	44
4.3	Definición general de carga neta y carga bruta.	48
4.4	Caída de presión en tuberías.	50
4.5	Calculo de dimensiones básicas:	52
	Turbina Pelton.	
	Turbina Kaplan.	
	Turbina Francis.	

**CAPITULO 5. TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS GENERATRICES.**

5.1	Clasificación y sus características.	59
5.2	Elementos principales.	61
5.3	Materiales comunes y aplicaciones.	69

5.4	Cebado y purga.	68
5.5	Acoplamiento .	69
5.6	Tipos de accionamiento.	69
5.7	Carga total.	70
5.8	Curvas características, tipos, parámetros indicados.	73
5.9	Efectos de la viscosidad, carta de corrección.	74
5.9.1	Altura máxima de succión.	76
5.9.2	Selección completa de una bomba centrífuga.	76
5.9.3	Recomendaciones prácticas de una instalación.	78
5.9.4	Arranque de una bomba.	78
5.9.5	Motores eléctricos, clasificación y tipos utilizados para accionar bombas centrífugas, factor de potencia, arranque de motores.	79
5.9.6	Ventiladores.	80

## **CAPITULO 6. TURBOMAQUINAS TERMICAS MOTRICES.**

6.1	Turbinas de vapor.	85
6.1.1	Clasificación.	85
6.1.2	Aplicaciones características.	89
6.1.3	Elementos constitutivos.	90
6.1.4	Ciclo Rankine.	91
6.1.5	La tobera.	92
6.1.6	Número de pasos.	93
6.1.7	El condensador.	95
6.1.8	Ciclo Rankine con sobrecalentamiento.	96
6.1.9	Ciclo Rankine con recalentamiento.	97



	<b>PAGINA</b>
<b>6.2 Turbinas de gas.</b>	<b>98</b>
6.2.1 Definiciones y aplicaciones.	98
6.2.3 Ciclo Brayton tipos.	99
6.2.4 Elementos constitutivos.	102
6.2.5 Trabajo útil.	105

### **CAPITULO 7. TURBOMAQUINAS TERMICAS.**

7.1 Clasificación y aplicaciones.	106
7.2 Elementos constitutivos.	107
7.3 Cálculos teóricos.	108
7.4 Curvas características, selección.	111
7.5 Turbocompresores de flujo axial.	114

### **CAPITULO 8. LAS TURBOMAQUINAS INTEGRADAS A LAS PLANTAS INDUSTRIALES Y PLANTAS GENERADORAS DE ENERGIA.**

8.1 Una planta industrial y las turbomáquinas.	115
8.2 Una planta generadora de energia.	116
8.2.1 Diagrama de una planta termoeléctrica.	117
8.2.2 Diagrama de una planta hidroeléctrica.	118

#### **EJEMPLOS:**

<b>BOMBAS.</b>	<b>119</b>
<b>VENTILADORES.</b>	<b>126</b>
<b>TURBINAS HIDRAULICAS.</b>	<b>133</b>

	<b>PAGINA</b>
<b>TURBINAS DE VAPOR.</b>	<b>140</b>
<b>TURBINAS DE GAS.</b>	<b>143</b>
<b>CONCLUSIONES.</b>	<b>145</b>
<b>APENDICE:</b> <b>( tabla de equivalencias ).</b>	<b>146</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.</b>	<b>149</b>

## PROLOGO

El presente trabajo tiene como finalidad que los alumnos que cursan la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica cuenten con un apoyo auxiliar didáctico en la materia de turbomáquinaria así como un manual para los egresados que en su campo de trabajo se enfrentan a ciertos mecanismos o problemas que requieren de consultar información para su solución y llevar a cabo un mayor desenvolvimiento en su ámbito laboral.

Para una mejor comprensión del presente se ha elaborado en 8 capítulos, los cuales contienen un objetivo general que engloba los contenidos que en el se trataran, así como esquemas, planos, gráficas y algunos otros elementos auxiliares para una mejor comprensión del citado.

El capítulo uno contiene una breve introducción así como una clasificación general de las turbomáquinas. También contiene definiciones sencillas y con esquemas de las formas principales de turbinas y bombas.

El capítulo dos consta de los principios fundamentales aplicados a las turbomáquinas así como la ecuación de Euler y Bernoulli y la notación internacional de los triángulos de velocidades, como también una comparación de las turbomáquinas con las máquinas de desplazamiento positivo.

El objetivo de el capítulo tres es proporcionar las principales leyes que rigen a las turbomáquinas, así como algunos ejemplos de aplicación.

En el capítulo cuatro se hace una clasificación de las turbinas hidráulicas, donde también se describen sus partes principales y su funcionamiento.

El capítulo cinco contiene las partes principales de las turbinas y bombas, cálculos teóricos, selección, aplicación, curvas características, mantenimiento, puesta en marcha y elementos auxiliares de las bombas, así como una breve descripción de los ventiladores.

El capítulo seis contiene la clasificación, aplicación, funcionamiento, ciclos, partes principales de las turbinas de gas y vapor. Así como los elementos auxiliares en los ciclos Brayton y Rankine que dan las variaciones de eficiencia.

El capítulo siete consta principalmente de los turbocompresores de flujo radial, funcionamiento, cálculos teóricos, aplicaciones, elementos constitutivos, curvas características etc. También se proporciona una breve descripción de los turbocompresores de flujo axial.

En el capítulo ocho se proporciona una aplicación de manera real de todas las turbomáquinas en la industria como en la generación de energía eléctrica.

Para finalizar se proporcionan una serie de ejemplos resueltos de todas las turbomáquinas.

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION

#### OBJETIVO:

OFRECER AL ESTUDIANTE UN PANORAMA DE LAS TURBOMAQUINAS; SU CLASIFICACION; SU FUNCIONAMIENTO Y SU USO.

#### 1.1 DEFINICION DE MAQUINA HIDRAULICA.

Una máquina es un elemento transformador de energía. Dicho elemento absorbe energía de una clase y restituye la energía ya transformada o de la misma clase, pero con algunas variaciones. por ejemplo, una grúa o un torno, que absorben y restituyen energía mecánica.

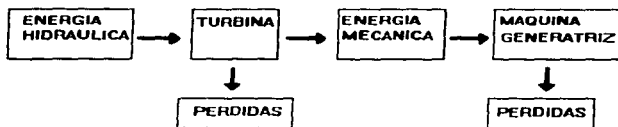
Las máquinas se clasifican en grupos: máquinas de fluido, máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.

Una máquina de fluido es aquella que absorbe energía de un fluido y restituye generalmente energía mecánica en el eje, o viceversa, absorbe energía en el eje y restituye energía en el fluido. Las máquinas de fluido tienen un sin fin de aplicaciones como de formas, tal es el caso de una fresa dental que gira a 500 000 r.p.m., y una gigantesca turbina de vapor de 1200 MW.

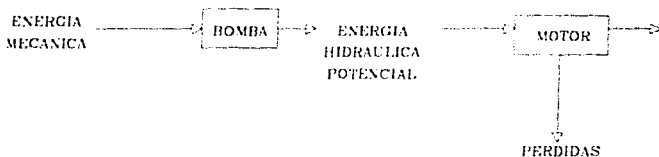
#### 1.1.1 MAQUINA HIDRAULICA.

Una máquina hidráulica es todo dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica y viceversa. En el primer caso son las motrices (turbinas), y en el segundo caso generatrices (bombas).

## MAQUINA HIDRAULICA MOTRIZ



## MAQUINA HIDRAULICA GENERATRIZ



En una máquina hidráulica el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que:

$$\rho = \text{cte}$$

## 1.2 CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS.

Para clasificar a las máquinas hidráulicas se atiende al órgano principal de la máquina, o sea al órgano en que se intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa. Este órgano según los casos se llama rodete.



TIPOS DE RODETES.

El órgano intercambiador de energía puede estar provisto de movimiento alternativo o de movimiento rotativo. Para una clara clasificación de la máquina se atiende al principio fundamental de funcionamiento.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo. Las máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, ceden energía al fluido o el fluido a él en forma de energía de presión creada por la variación de volumen. Los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan un papel esencial.

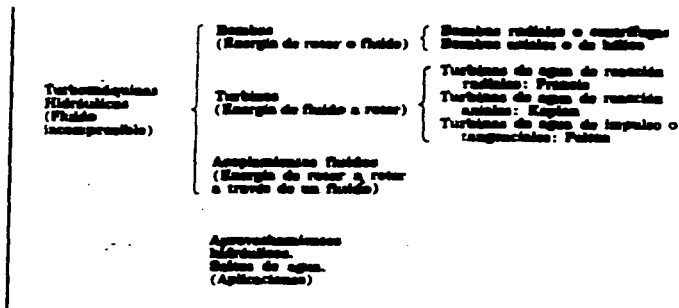
En las turbomáquinas también llamadas máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial.

En las turbomáquinas el rodete se mueve siempre con movimiento rotativo, en las máquinas de desplazamiento positivo el rodete puede moverse tanto con movimiento rotativo como alternativo.

El principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo es el principio de desplazamiento positivo.

El principio de funcionamiento de las turbomáquinas es la ecuación de Euler.

### CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS DE FLUIDO.



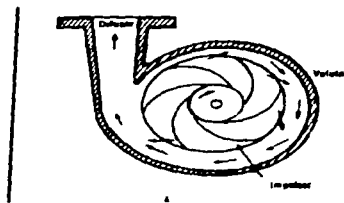
## 1.3 BOMBAS.

### 1.3.1 BOMBAS RADIALES O CENTRIFUGAS.

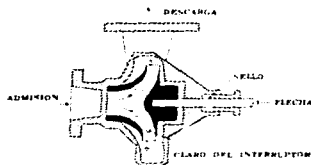
La bomba de flujo radial o centrífuga, es una turbomáquina de tipo radial con flujo de dentro hacia afuera, estas tienen impulsores generalmente angostos de baja velocidad específica que desarrollan cargas altas.



El flujo es casi totalmente radial y la presión desarrollada es debida principalmente a la fuerza centrífuga.



BOMBA CENTRIFUGA.



ESQUEMA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA TÍPICA.

#### BOMBA DE FLUJO AXIAL.

Las bombas axiales son turbomáquinas que permiten la transferencia de energía mecánica del rotor al líquido mientras esta pasa a través de los álabes en dirección axial. Si se quieren mover grandes caudales, que es donde encuentran su aplicación las bombas axiales, la carga debe ser pequeña.

La velocidad específica de las bombas de hélice es alta (alrededor de 10 000 a 20 000 ft / seg), como corresponde a las condiciones de gran caudal y pequeña carga.

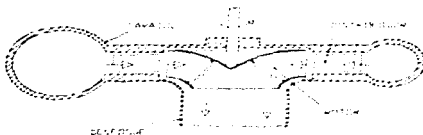


BOMBA AXIAL DE UN SOLO PASO.

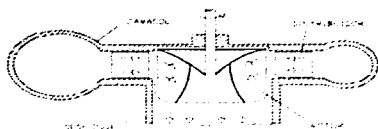
#### 1.4 TURBINAS.

##### TURBINA FRANCIS.

La turbina Francis es en la actualidad la turbina típica de reacción de flujo radial. La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal desde 10 m / seg. hasta 200 m / seg. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo. La turbina hidráulica de reacción trabaja en ducto cerrado.



TURBINA FRANCIS PURA.



TURBINA FRANCIS MIXTA.

**TURBINA KAPLAN.**

La Kaplan es una turbina de hélice con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde del ataque del álabe puede producirse en las condiciones máximas de acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o carga.

En la actualidad la Kaplan encuentra aplicación en una gama que varía de 1 a 50 mts. La velocidad específica de la Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al caudal.

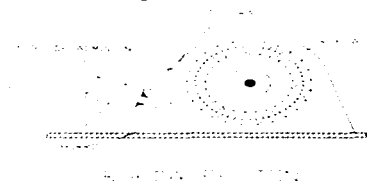


TURBINA KAPLAN

### TURBINA PELTON.

La turbina de impulso o de acción tiene la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido, no existe pues gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina. El grado de reacción es cero.

En la turbina Pelton actual la energía cinética del agua, es en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de una tubería de presión. La tobera esta provista de una aguja de cierre para regular el gasto.

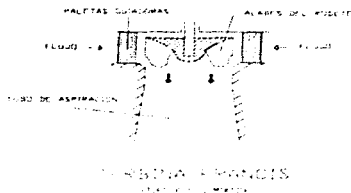


### TURBINA DERIAZ.

La turbina Deriaz que viene a ser una turbina Francis de álabes del rodete orientable, en la Francis de álabes orientables o mixta, el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia dentro en una parte de los mismos (la superior).

Terminando el agua su recorrido por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina axial.

La ponderación de la acción radial y de la axial puede establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y caudal disponible. Evidentemente la carga axial se acentúa cuando aumenta el caudal con relación a la carga, para una determinada potencia.



### 1.5 TURBOMAQUINAS TERMICAS.

La turbomáquina térmica es aquella en que el fluido ha de considerarse como compresible, porque su compresibilidad no es despreciable.

Todos los cuerpos reales sólidos, líquidos y gaseosos son compresibles. Los gases son más compresibles que los líquidos. Sin embargo, no todas las máquinas de gases son máquinas térmicas. El diseño de un ventilador para presiones pequeñas de aire no necesita tomar en cuenta las variaciones de volumen, el ventilador es entonces una máquina hidráulica.

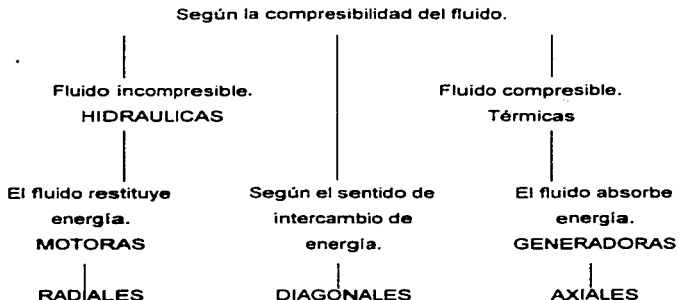
Por el contrario el diseño de un compresor de aire para grandes presiones no puede hacerse sin tomar en cuenta la variación de volumen específico a través de la máquina, que al variar mucho la presión ya no es despreciable, el compresor por lo tanto es una máquina térmica.

## DEFINICION DE TURBOMAQUINA TERMICA.

Turbomáquina térmica es aquella máquina cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace teniendo en cuenta la variación del volumen específico del fluido a través de la máquina.

Las turbomáquinas térmicas se pueden clasificar utilizando cierto criterio de que si son máquinas motoras o generadoras. Al grupo de máquinas térmicas generadoras pertenecen los turbocompresores ( TC ), y al de máquinas motoras las turbinas de vapor ( TV ), y las turbinas de gas ( TG ).

## 1.6 CLASIFICACION DE LAS TURBOMAQUINAS.



## TURBOCOMPRESORES.

Las turbomáquinas térmicas sirven para comprimir gas y se denominan en general turbocompresores. Se pueden dividir en dos grupos: soplantes y turbocompresores. Los soplantes o turbocompresores son máquinas para comprimir gases en la que la relación de compresión es mayor que 0,1 y menor que 2,5 a 3,0 y no tienen refrigeración incorporada, no siempre de un escalonamiento. Así por ejemplo, en los convertidores de los altos hornos el compresor tiene que impulsar el aire a una presión equivalente a la resistencia de la conducción más la resistencia de la tobera con la colocada, la relación de compresión es aproximadamente 3.

Los turbocompresores son máquinas para comprimir gases, en la que la relación de compresión es mayor y como consecuencia tiene incorporada refrigeración, a no ser que sea un turbocompresor. Tanto los turbosoplantes como los turbocompresores pueden ser radiales, diagonales (semiaxiales o de flujo mixto), y axiales siendo los primeros y últimos los más importantes.

### 1.7 TURBINAS DE VAPOR

Las turbomáquinas térmicas motoras son las turbinas de vapor y las turbinas de gas. La prehistoria de la turbina de vapor se remonta hasta el año 175 A.C. en que Heron de Alejandría hace ya la descripción de la primera turbina de vapor conocida. La turbina de Heron consistía en una esfera que podía girar libremente en torno de un eje diametral, apoyado en los extremos por dos soportes, cuyo interior hueco entraba en la esfera el vapor producido en un calderín. El vapor salía de la esfera por dos tubos diametralmente opuestos y acomodados en sentidos opuestos.

La historia de la turbina de vapor se inicio a finales del siglo pasado. El primer inventor es el genial de Laval de origen sueco, que creo la turbina de vapor de acción de un solo escalonamiento, llamada turbina de Laval. De Laval desarrollo para su turbina la tobera convergente divergente con velocidad supersónica de salida de vapor y eje flexible cuya velocidad crítica quedaba por debajo de la velocidad de giro de la turbina, 30 000 r.p.m.

La turbina de vapor de reacción, mejor conocida como turbina Parsons, que consta de varios escalonamientos, esto es con el fin de proporcionar potencias casi imposibles de alcanzar. Hoy la turbina de vapor compite con el motor diesel para desarrollar grandes potencias.

#### 1.8 TURBINA DE GAS.

Una turbina de gas es un motor diseñado para convertir la energía de un combustible en una forma de energía útil, como energía mecánica (en el eje), o como impulso a alta velocidad de un chorro. la turbina de gas esta formada básicamente por una sección generadora de gas y otra sección para la conversión de energía. La sección generadora de gas esta integrada por un compresor, por una cámara de combustión y la turbina, que extrae solamente la energía requerida para impulsar el compresor. Lo anterior da como resultado un gas a alta temperatura y presión en el punto de escape de la turbina. Los distintos tipos de turbinas de gas son consecuencia de agregar componentes variados de entrada y de escape al generador de gas.

La turbina de gas en su esquema más sencillo se muestra el ciclo, que consta de un compresor, una cámara de combustión y de la turbina de gas propiamente.



La turbina de gas ha tenido diferentes aplicaciones en el transcurso de la historia, pero su enfoque principal es en la industria de la aviación.



ESQUEMA DE CICLO ABIERTO SIMPLE DE UNA TURBINA DE GAS:

1 MOTOR DE ARRANQUE. 2 COMPRESOR. 3 CAMARA DE COMBUSTION. 4  
TURBINA. 5 ACOPLAMIENTO PARA MAQUINA RECEPTORA.

## CAPITULO 2

## PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE TURBOMAQUINAS

## OBJETIVO:

DESARROLLO DEL PRINCIPIO DE OPERACION DE LAS TURBOMAQUINAS  
( ECUACION DE EULER ) Y SU INTERPRETACION.

## 2.1 TRIANGULO DE VELOCIDADES.

Se usan diagramas de velocidad en forma de triángulos que corresponden a la mitad del paralelogramo formado por una velocidad tangencial, una velocidad relativa y una velocidad absoluta.

Las ruedas motrices de las máquinas hidráulicas están formadas por venas. Estas venas las podemos representar por las siguientes figuras:

Supongamos que el conjunto de venas está animado por una velocidad  $U$ , entonces una partícula de agua en 1 seguirá la trayectoria siguiente:

- 1.- La trayectoria 1-3 que será la trayectoria real o absoluta.
- 2.- La trayectoria 1-2 que será la trayectoria relativa.

Esta última que seguirá el punto 1, si se considera de venas en reposo o bien si se considera lo que un observador estando parado en la pared de una de las venas.

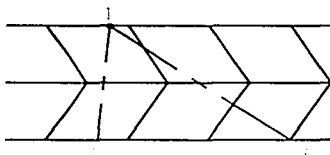


FIGURA 1.

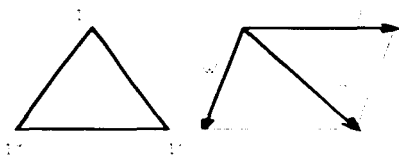


FIGURA 2.

Si en la figura No. 2 al cabo de un instante la partícula 1 ha recorrido un espacio sobre la trayectoria relativa 1 - 1'', sobre la trayectoria absoluta 1-1', tendremos las siguientes velocidades:

$$w = \frac{1-1''}{dt} = \text{Velocidad relativa.}$$

$$C = \frac{1-1'}{dt} = \text{Velocidad absoluta}$$

$$U = \frac{1''-1'}{dt} = \text{Velocidad tangencial.}$$

Siempre tendremos:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{\omega} \vec{r}$$

En la mayor parte de las máquinas hidráulicas la velocidad  $u$  queda definida por la velocidad de rotación.

## 2.2 DESARROLLO DE LA ECUACION DE EULER Y SU INTERPRETACION.

El fluido a su paso por entre los álabes ejerce sobre ellas acciones reductibles a fuerzas, en virtud de los cambios de las cantidades de movimiento con el tiempo.



Triángulo de velocidades.

La figura representa en rotor generalizado de una turbomáquina, provista de álabes. Cada dos álabes consecutivos forman un ducto por el que circula fluido, determinando empujes sobre los contornos, cediendo o tomando energía según se trate de una máquina motora o generadora. En el rotor en cuestión de tipo bomba, el fluido se mueve de dentro hacia afuera representando las condiciones de entrada con el subíndice 1 y a la salida con el subíndice 2. El ducto se halla limitado por las superficies de revolución que definen los bordes de entrada y salida, cuyas áreas son  $A_1$  y  $A_2$  respectivamente. En el mismo orden  $V_1$  y  $V_2$  representan las velocidades absolutas.

El cálculo de la energía va hacerse bajo las condiciones de flujo estable, la fuerza ejercida entre el flujo y el álabe, va a considerarse definidas por tres componentes espaciales ortogonales: la axial, la radial y la tangencial. El valor de cada una de estas componentes se va a determinar en función del cambio en la cantidad de movimiento en el tiempo. Así si  $m$  representa la masa del fluido en lbm, contenido en el ducto en un momento dado, aumentado o disminuido por la  $dm$  que entra o sale en un tiempo  $dt$ ,  $m / g_c$  representa slugs y las cantidades de movimiento serán:

En el tiempo  $t$  :  $1 / g_c ( mV + V_1 dm )$

En el tiempo  $t + dt$  :  $1 / g_c ( mV + V_2 dm )$

En donde  $v$  es la velocidad promedio de la masa dentro del ducto  $( mv / g_c )$ , se mantiene constante, solo si en la masa  $dm$  se experimenta un cambio en la velocidad, variando por lo tanto la cantidad de movimiento entre la entrada y la salida. Siendo la masa un escalar, los vectores cantidad de movimiento tienen la misma dirección y sentido que las velocidades correspondientes. Si  $n$  es el número de ductos formados por los álabes del rotor, las componentes de fuerza desarrolladas por el rotor sobre el fluido o viceversa serán:

#### EMPUJE AXIAL

$$F_a = ( n dm / g_c dt ) ( V_{a2} - V_{a1} )$$

$$g_c \text{ es } = ( \text{lbm} \cdot \text{pies} / \text{lbs} \cdot \text{seg}^2 )$$

#### ACCION RADIAL.

$$F_r = ( n dm / g_c dt ) ( V_{R2} - V_{R1} ) = ( G / g_c ) ( V_{R2} - V_{R1} ).$$

### ACCION TANGENCIAL

$$F_U = (n \, dm / g_c dt) (V_{u2} - V_{u1}) = (G / g_c) (V_{u2} - V_{u1})$$

Se ha llamado a G el gasto de masa) ( lbm / seg )

$$G = (n \, dm / dt)$$

El empuje axial puede ser útil en el caso que se quiera producir una corriente axial sobre la misma máquina, como en el caso de un avión. En la máquina fija, este empuje axial es contraproducente y conviene reducirlo o eliminarlo buscando la acción recíproca de unidades gemelas, o también procurando que  $V_{o2} \approx V_{o1}$  en una misma unidad.

La acción radial queda neutralizada en el eje, la simetría del rotor evita empujes perjudiciales sobre los cojinetes, toda la transferencia de energía útil entre el fluido y el rotor, se logra a expensas de la componente tangencial, la cual produce un momento máximo sobre el eje de giro de la máquina, ya que es perpendicular al radial, el momento exterior o par transmitido  $M$  por el rotor, o al rotor, es igual al cambio en el momento de la cantidad de movimiento con relación al tiempo, entre la entrada y la salida del fluido de los álabes, o sea:

$$M = G / g_c ( V_{u2} R_2 - V_{u1} R_1 )$$

Si el rotor gira a una velocidad constante  $\omega$ , la potencia transmitida entre el fluido y el rotor será:

$$P = M \, \omega = G \, \omega / g_c (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1)$$

Y como  $\omega R = U$  sustituyendo entre la entrada y la salida:

$$P = G / g_c ( U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} )$$

El trabajo hecho por los álabes sobre el fluido (o viceversa), expresión de la energía transferida entre los álabes y fluido, por la unidad de masa de fluido será:

$$E = 1/g_c ( U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} )$$

La cual es conocida como la ecuación de Euler. Se advierte que tiene su origen en el cambio que sufren las velocidades tangenciales del fluido y del álabe entre la entrada y la salida del rotor. Esta ecuación sirve para cualquier clase de fluido compresible o incompresible con cualquier clase de propiedades.

Para conservar a E ( energía en el rotor ), un valor siempre positivo se tiene:

$$E = 1/g_c ( U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} ) \quad ( \text{BOMBAS} )$$

$$E = 1/g_c ( U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2} ) \quad ( \text{TURBINAS} )$$

Esta forma es lógica, ya que una bomba sirve para comunicar energía a un fluido, esto es, el fluido recibe energía de la máquina (de ahí su nombre), por lo tanto a la salida del rotor la energía del fluido será superior a la de la entrada y se tiene  $U_2 V_{u2} > U_1 V_{u1}$ , por lo que E es positiva.

Recíprocamente en una turbina donde  $U_1 V_{u1} > U_2 V_{u2}$ , E expresa la energía o el trabajo por unidad de masa ( **lbs . pie / lbm** ).

Generalmente en las máquinas hidráulicas la energía se expresa por unidad de peso, esto es en ( **lbs . pie / lb** ).

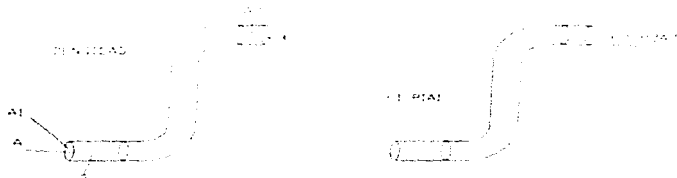
Entonces la E representa unidades de longitud, siendo E sustituida por H, representa la energía total que actúa sobre la máquina en pies, entonces :

$$H = ( 1/g ) ( U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1} ) \quad ( \text{BOMBAS} )$$

$$H = ( 1/g ) ( U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2} ) \quad ( \text{TURBINAS} )$$

## 2.3 DEDUCCION DE LA ECUACION DE BERNOULLI.

En el estudio de fluidos se hace hincapié en cuatro unidades, la presión  $P$ , la velocidad  $V$ , la densidad  $\rho$ , la altura  $h$  por arriba de algún nivel de referencia, la relación entre estas cantidades y su capacidad para describir el movimiento de los fluidos. Los pasos que se siguen para desarrollar esta relación fundamental puede comprenderse mejor considerando la siguiente figura:



Ya que un fluido tiene masa, debe obedecer las mismas condiciones establecidas por los sólidos. El trabajo necesario para mover cierto volumen de fluido a través de un tubo debe ser igual al cambio total en energía cinética y potencial. Considérese el trabajo necesario para mover el fluido desde un punto a hasta un punto b, en la figura. El trabajo neto debe ser la suma del trabajo realizado por las fuerzas de entrada  $F_1$  y el trabajo efectuado por la fuerza de resistencia  $F_2$ . Trabajo neto =  $F_1 S_1 - F_2 S_2$

$$\text{pero } F_1 = P_1 A_1 \quad \text{y} \quad F_2 = P_2 A_2$$

$$\text{Trabajo neto} = P_1 A_1 S_1 - P_2 A_2 S_2$$



El trabajo del área por la distancia representa el volumen  $V$  del fluido movido a través del tubo. Puesto que este volumen es el mismo en la parte superior que en la parte inferior del tubo, puede substituirse:

$$V = A_1 S_1 - A_2 S_2$$

Obteniéndose:

$$\text{Trabajo neto} = P_1 V_1 - P_2 V_2$$

La energía cinética  $E_K$  de un fluido se define como  $1/2 mv^2$ , donde  $m$  es la masa del fluido y  $v$  es su velocidad. Ya que la masa permanece constante, un cambio en la energía cinética  $A_{EK}$ , es el resultado solamente de la diferencia de la velocidad del fluido donde:

$$A_{EK} = (1/2) mv_2^2 - (1/2) mv_1^2$$

La energía potencial del fluido a una altura  $h$  por arriba de un punto de referencia se define como  $mgh$  donde  $mg$  representa el peso del fluido. El volumen del fluido desplazado a lo largo del tubo es cte. De otra manera, el cambio en la energía potencial  $E_p$ ,

$\Delta E_p$  resulta del incremento en la altura del fluido de  $h_1$  a  $h_2$

$$\Delta E_p = mgh_2 - mgh_1$$

Ya se esta en condiciones de aplicar el principio de la conservación de la energía. El trabajo neto realizado sobre el sistema debe ser igual a la suma de los incrementos de la energía cinética y potencial. De modo que:

$$\text{Trabajo neto} = \Delta E_K + \Delta E_p$$

$$(P_1 - P_2) = (1/2) (mv_2^2 - mv_1^2) + (mgh_2 - mgh_1)$$

Si la densidad del fluido es  $\rho$ , puede substituirse  $v = m / \rho$  donde :

$$(P_1 - P_2) (m / \rho) = (1/2) (mv_2^2 - mv_1^2) + mg (h_2 - h_1)$$

Si se multiplica por  $\rho / m$  y se reordena se obtiene la ecuación de Bernoulli.

$$P_1 - \rho gh_1 + (1/2) \rho V_1^2 = P_2 + \rho gh_2 + (1/2) \rho V_2^2$$

La ecuación de Bernoulli tiene aplicación casi en cualquier aspecto relacionado con el flujo de fluidos. La presión  $P$  debe reconocerse como la presión absoluta y no como la presión manométrica.

#### 2.4 NOTACION INTERNACIONAL DEL TRIANGULO DE VELOCIDADES.

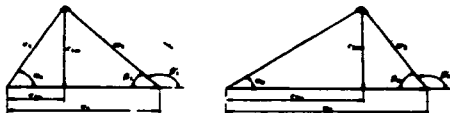
Las ecuaciones vectoriales:

$$c_1 = u_1 + \omega_1$$

$$c_2 = u_2 + \omega_2$$

Se representan mediante dos triángulos, que son los triángulos de entrada y salida respectivamente.

En los triángulos siguientes se utiliza la notación internacional por ser casi la más utilizada en casi todos los países del mundo, donde:



Triángulo de velocidades a la entrada y salida de los álabes de una bomba o ventilador con la notación internacional, comúnmente empleado en el estudio de todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

$u_1$  = Velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

$C_1$  = Velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$\omega_1$  = Velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).

$c_{1m}$  = Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$c_{1u}$  = Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$\alpha_1$  = Angulo que forman las dos velocidades  $c_1$  y  $u_1$

$\beta_1$  = Angulo que forman  $\omega_1$  con  $v_1$ . Nótese que el ángulo que forma en +  $u_1$ , es el  $\beta_1'$ , suplementario del  $\beta_1$ .

Y lo mismo sucede con el triángulo de salida solo substituyéndose el subíndice 1 por 2.

## 2.5 COMPARACION DE LA ECUACION DE BERNOULLI Y LA ECUACION DE EULER.

La ecuación de Euler se desarrollo mediante razonamientos termodinámicos, en tanto que la ecuación de Bernoulli se obtiene comúnmente con base en los principios de la mecánica. Esto demuestra, en parte, la íntima relación que existe entre la termodinámica y la mecánica de fluidos, además la ecuación de Bernoulli no suele expresarse en forma diferencial.

## 2.6 PRINCIPIO DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

El funcionamiento de las mdp no se basa en la ecuación de Euler, sino en el principio de desplazamiento dp, que se explica a continuación:

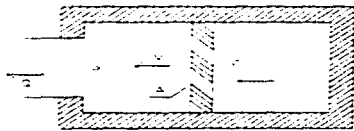
En el interior del cilindro de la figura, en que se mueve un embolo con movimiento uniforme y velocidad  $v$ , hay un fluido a la presión  $p$ .

Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada  $f$ . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio de la figura.

Si el émbolo recorre un espacio  $l$  hacia la izquierda, el volumen ocupado por el líquido se reducirá en un valor igual a  $\Delta l$  (donde  $\Delta$  es el área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible que sale por el orificio será también  $\Delta l$ .

El tiempo  $t$  en recorrer la distancia  $l$  es:

$$t = l / v$$



El caudal  $Q$  o volumen desplazado en la unidad de tiempo será:

$$Q = ( \Delta l ) / t = \Delta v$$

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido será:

$$P = F v$$

Pero

$$F = P A \text{ luego } P = F V = P A V = Q P$$

Es evidente que el esquema de la figura puede funcionar como bomba o como motor, es decir, la máquina puede absorber potencia mecánica  $F V$  y restituir potencia hidráulica  $Q P$  ( Bomba ), o viceversa.

El principio de desplazamiento positivo consiste en un movimiento de un fluido causado por la disminución de volumen en una cámara.

## 2.7 COMPARACION DE LOS COMPORTAMIENTOS DE LAS TURBOMAQUINAS Y LAS MAQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

- Las máquinas hidráulicas trabajan mediante la ecuación de Euler.
- En las máquinas hidráulicas el fluido no va a variar de densidad a su paso en la máquina.
- La variación de la velocidad va a jugar un papel determinante en las máquinas hidráulicas.
- Las máquinas de desplazamiento positivo operan mediante el principio de desplazamiento positivo.
- Al igual que en las máquinas hidráulicas el órgano intercambiador de fluido va a ceder energía o viceversa.
- Los cambios de dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no van a jugar un papel esencial alguno.
- En las máquinas de desplazamiento positivo el fluido es guiado.

### CAPITULO 3

#### LEYES DE SEMEJANZA DINAMICA.

#### OBJETIVO:

OFRECER AL ESTUDIANTE LAS LEYES DE SEMEJANZA DINAMICA RELACIONADAS CON LAS TURBOMAQUINAS.

#### 3.1 INTRODUCCION.

En las máquinas hidráulicas hay muchos problemas que no se pueden resolver por medios matemáticos y que tienen que atacarse por medios experimentales. Si estos experimentos se hicieran con máquinas del tamaño real alcanzarían costos muy elevados y para este caso se utilizan prototipos. Los métodos de control y medición en un laboratorio son muchos más exactos que los utilizados en una instalación. A la máquina industrial en dimensiones reales se le llama prototipo y a la máquina de dimensión reducida la llamaremos modelo. El modelo que es mucho menos costoso que el prototipo, se adapta mejor a cualquier modificación eventual y puede adoptar modificaciones para un mejor funcionamiento.

#### 3.2 NUMEROS ADIMENSIONALES.

En hidráulica existen una serie de variables adimensionales que dependen de otros términos con dimensiones. Los principales números sin dimensiones son:

1.- Número de Reynolds

$$R = w l / \nu = \rho w l / \mu$$

2.- Número de Euler

$$E = R / f = w^2 l^2$$

3.- Número de Froude  $F = w^2 / g l$

4.- Número de Weber  $W = \rho / \sigma$

5.- Número de Cauch  $C = \rho / E w^2$

Donde  $f$  es la fuerza,  $\mu$  es el coeficiente de viscosidad dinámica,  $w$  es la velocidad,  $E$  es el módulo de elasticidad,  $l$  la longitud,  $\rho$  es la densidad,  $\sigma$  tensión superficial,  $\nu$  es el coeficiente de viscosidad cinemática.

A parte de los números anteriormente citados se emplean algunas otras cifras sin dimensiones en los problemas de hidráulica. Por ejemplo a menudo se compara, para hacer más fácil los cálculos, la altura de un vertedor "  $h$  " con la altura "  $h$  " de otro vertedor semejante al primero y se considera el valor relativo adimensional  $h_1 / h_2$ .

### 3.3 LEYES DE SEMEJANZA PARA TURBINAS HIDRAULICAS BOMBAS CENTRIFUGAS Y VENTILADORES.

El establecimiento de grupos y expresiones obtenidas por análisis dimensional o para la aplicación de principios mecánicos tales como la relación de cantidades cinemáticas como las velocidades, o las relaciones de cantidades dinámicas como las fuerzas debidas a la inercia, la presión y otras propiedades de un fluido, lleva el concepto de similitud y la formalización de parámetros o coeficientes que rigen el funcionamiento de máquinas similares.

Una similitud física completa entre dos máquinas implica:

1.- SIMILITUD GEOMETRICA que significa que las relaciones entre las dimensiones sean las mismas en puntos homólogos de los dos sistemas o máquinas.

2.- **SIMILITUD CINEMATICA** que exprese que la velocidad u otras cantidades cinemáticas guardan la misma relación, en este caso los triángulos de velocidades.

3.- **SIMILITUD DINAMICA** que indica que las relaciones entre las magnitudes de las diferentes fuerzas son las mismas en el mismo instante, en puntos homólogos de las máquinas.

El concepto de similitud aplicado a las turbomáquinas encuentra su sentido en los coeficientes de funcionamiento que tienen su origen en las líneas de funcionamiento. Entre las variables fundamentales que rigen la dinámica del fluido en la turbomáquina (TM). Se establecen relaciones o leyes que vinculan las características de una unidad con otras que operan a diferentes velocidades o que son de distinto tamaño. Las variables que rigen la mecánica de fluidos en una turbomáquina se pueden reducir a las nueve de la función implícita siguiente:

$$F(Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E) = 0$$

Datos
Diseño

Cuyo significado:

**Q**= caudal o gasto volumétrico.

**H**= carga efectiva actuando sobre la máquina.

**P**= potencia transferida.

**M**= par o momento.

**N**= revoluciones del rotor por unidad.

**D**= diámetro de referencia o dimensiones características.

**$\rho$** = masa específica.

**$\mu$** = viscosidad absoluta del fluido.

**E**= elasticidad del fluido.



Las llamadas leyes de funcionamiento se establecen con las seis primeras variables, que son las más fundamentales, ya que tratándose de agua (  $\rho, \mu$  ), tienen valores que pueden considerarse invariables.

#### LEYES DE SEMEJANZA DE LAS BOMBAS HIDRAULICAS.

Las primeras tres leyes se refieren a la misma bomba ( $D' / D'' = 1$ , designamos con ' y '' las dos bombas que en este caso son una misma, pero funcionando en condiciones distintas) y expresan la:

Variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones.

Se deducirá la primera ley. Las demás se deducen de la misma manera.

Primera ley : Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''}$$

$$Q = A v$$

Donde  $v$  : componente de la velocidad normal a cualquier sección de la bomba, además, cualquier velocidad será proporcional a  $n$ , supuesto que  $u$  es proporcional a  $n$  también.

En efecto  $u = (\pi D / 60) n = C n$  ( $C = \text{cte}$ ). En condiciones de igual rendimiento, los triángulos de velocidad han de ser semejantes, lo que exige que todas las velocidades sean proporcionales a  $n$ . El caudal es proporcional a una sección y a una velocidad, la sección no varía, al no variar el tamaño de la bomba, luego el caudal es proporcional a la velocidad. Por otra parte las velocidades son proporcionales al número de revoluciones, luego los caudales son proporcionales a los números de revoluciones.

**Segunda ley:** Las alturas útiles son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones.

$$\frac{H'}{H''} = \left( \frac{n'}{n''} \right)^2$$

**Tercera ley:** Las potencias útiles son directamente proporcionales a los cubos de los números de revoluciones:

$$\frac{P'}{P''} = \left( \frac{n'}{n''} \right)^3$$

Las tres siguientes se refieren a dos bombas geoméricamente iguales pero de diámetro distinto y expresan la:

Variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

**Cuarta ley:** Los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left( \frac{D'}{D''} \right)^3$$

**Quinta ley:** Las alturas útiles son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros:

$$\frac{H'}{H''} = \left( \frac{D'}{D''} \right)^2$$

Sexta ley: Las potencias útiles son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de diámetros.

$$\frac{P'}{P''} = \left( \frac{D'}{D''} \right)^5$$

Estas leyes se pueden fundir dos a dos, haciendo que varíe primero el diámetro y después el número de revoluciones, simplificando y eliminando los diámetros llegamos a lo que se conoce como el número específico de revoluciones:

$$n_s = n P^{1/5} H^{-3/4}$$

Se deduce que todas las bombas geoméricamente semejantes tienen el mismo número de revoluciones.

#### LAS SEIS LEYES DE SEMEJANZA DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS.

Las tres primeras leyes se refieren a la misma turbina (  $D'$  /  $D''$  ) y expresan la variación de las características de una misma turbina o de turbinas iguales cuando varía la altura neta.

Primera ley: Los números de revoluciones son directamente proporcionales a la raíz cuadrada de las alturas netas.

$$\frac{n'}{n''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}}$$

**Segunda ley:** Los caudales son directamente proporcionales a las raíces cuadradas de las alturas netas:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}}$$

**Tercera ley:** Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a las alturas netas elevadas a 3/2.

$$\frac{P_u'}{P_u''} = \left( \frac{H'}{H''} \right)^{1.5}$$

Las tres leyes se refieren a dos turbinas geoméricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresan la:

Variación de las características de dos turbinas geoméricamente semejantes si se mantiene constante la altura neta.

**Cuarta ley:** Los números de revoluciones son inversamente proporcionales a los diámetros.

$$\frac{n'}{n''} = \frac{D''}{D'}$$

**Quinta ley:** Los caudales son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros.

$$\frac{Q'}{Q''} = \left( \frac{D'}{D''} \right)^2$$

**Sexta ley:** Las potencias útiles o potencias en el eje son directamente proporcionales a los cuadrados de los diámetros.

$$\frac{P_u'}{P_u''} = \left( \frac{D'}{D''} \right)^2$$

Lo mismo que en las bombas estas seis fórmulas se pueden agrupar dos a dos y:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \left( \frac{D'}{D''} \right)$$

$$\frac{Q'}{Q''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \left( \frac{D'}{D''} \right)^2$$

$$\frac{P_u'}{P_u''} = \left( \frac{H'}{H''} \right)^{1/2} \left( \frac{D'}{D''} \right)^2$$

Siguiendo el mismo procedimiento que las bombas, o sea eliminando  $D'/D''$  se deduce que:

Todas las turbinas geoméricamente semejantes tienen el mismo número específico de revoluciones.

$$n_s = n P_s^{1/2} H^{-5/4}$$

Las unidades en la ecuación anterior son las mismas que en la ecuación correspondiente a la de las bombas:

$$P_s = Q \rho g H \eta_{tot} \text{ ( W )} = Q \rho H \eta_{tot} / 75 \text{ ( C V )}$$

Se tendrá:

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta_{tot}} Q^{1/2} H^{-3/4}$$

#### LAS ONCE LEYES DE SEMEJANZA PARA LOS VENTILADORES.

El ventilador es una bomba para gases. Por lo tanto, las seis leyes de semejanza de las bombas son aplicables a los ventiladores, pero en estos se suelen utilizar presiones en vez de alturas. Por otra parte en los ventiladores es interesante también su comportamiento cuando varia la densidad del gas (no dentro de la máquina en la cual permanece constante, sino en un lugar geográfico a otro), las leyes siguientes se deducen de fórmulas anteriores, junto con la ley de los gases perfectos:

$$P / \rho = R, T$$

En un mismo ventilador:

Primera ley: Los caudales son directamente proporcionales al número de revoluciones.

Segunda ley: Las presiones totales engendradas son directamente proporcionales la cuadrado del número de revoluciones.

Tercera ley: Las potencias son directamente proporcionales al cubo del número de revoluciones.

En ventiladores geoméricamente semejantes:

Cuarta ley: Los caudales son directamente proporcionales al cubo de los diámetros.

**Quinta ley:** Las presiones totales engendradas son directamente proporcionales a la quinta potencia de los diámetros.

**Sexta ley:** Las potencias son directamente proporcionales a la quinta potencia de los diámetros.

**Séptima ley:** Los caudales no varían con la densidad del aire.

**Octava ley:** Las presiones estáticas engendradas varían en relación directa con la densidad.

**Novena ley:** Las potencias absorbidas varían directamente con la densidad.

**Décima ley:** Las presiones estáticas engendradas son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la presión absoluta.

**Undécima ley:** Las potencias son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta.

### 3.4 LA VELOCIDAD ESPECIFICA.

La velocidad específica es sin duda, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no solo el caudal y a la carga, variables fundamentales, sino también a la velocidad de giro, variable cinemática que sigue en importancia.

La expresión de la velocidad específica se obtiene eliminando la variable geométrica  $D$  en las ecuaciones:

$$\text{Coeficiente de capacidad o gasto} = C_Q = Q / N D^3$$

$$\text{Coeficiente de carga} = C_H = H g / N^2 D^2$$

$$\text{Coeficiente de potencia} = C_p = P g / \gamma N^3 D^5$$

$$\text{Coeficiente de par o momento} = C_M = M g / \gamma N^2 D^5$$

Que definen los coeficientes de funcionamiento. Siendo estos adimensionales, el grupo que resulte también será dimensional. La forma adimensional no suele usarse, pero de ello se saca la forma práctica de la velocidad específica que tanta importancia tiene en las turbomáquinas.

Elevando a  $1/2$  la expresión de  $C_Q$  y elevando a  $3/4$  la expresión de  $C_H$  y dividiendo ordenadamente se elimina  $D$  y se tiene un parámetro adimensional  $N_{s1}$ , llamado velocidad específica, o sea:

$$\begin{aligned} N_{s1} &= C_Q^{1/2} / C_H^{3/4} = (Q / N D^3)^{1/2} / (H g / N^2 D^2)^{3/4} \\ &= N Q^{1/2} / g^{3/4} H^{3/4} \end{aligned}$$

Si ahora se elimina  $D$ , elevando  $C_p^{3/5}$  y  $C_H^{5/4}$ , tenemos  $N_{s2}$ , o sea:

$$\begin{aligned} N_{s2} &= C_p^{3/5} / C_H^{5/4} = (P g C / \gamma N^3 D^5)^{1/2} / (H g / N^2 D^2)^{5/4} \\ &= N P^{1/2} / \gamma^{1/2} g^{3/4} H^{5/4} \end{aligned}$$

El nombre de la velocidad específica deriva de que para los valores unitarios de  $Q$ ,  $H$ ,  $P$  y la  $N_{s1}$ , es proporcional a  $N$ .



## EN LAS TURBINAS SISTEMA METRICO.

$$N_s = N P^{1/2} / H^{5/4} = (\text{r.p.m}) (\text{cv})^{1/2} / (\text{m})^{5/4}$$

## EN LAS TURBINAS SISTEMA INTERNACIONAL.

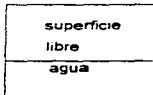
$$N_s = N P^{1/2} / H^{5/4} = (\text{r.p.m}) (\text{Hp})^{1/2} / (\text{pies})^{5/4}$$

## 3.5 FLUJO COMPRESIBLE.

## LIQUIDOS Y GASES.

Los fluidos pueden clasificarse en líquidos y gases, la diferencia de los dos estriba en que los líquidos ocupan un volumen definido independientemente del volumen en que estén contenidos, mientras que los gases se expanden hasta llenar totalmente el volumen del recipiente que los contiene.

Ejemplo: Al verter agua en una vasija y el volumen del agua no es suficiente para llenarla, se formara una superficie líquida libre Fig a. Si se deja entrar gas a un recipiente las moléculas de gas, llenan siempre el recipiente Fig b.



Se puede ver también la diferencia entre los líquidos y los gases al examinar la respuesta a una presión aplicada. Si se aumenta la presión sobre el agua de la figura a se produce un cambio muy pequeño en su volumen. En un gas por el contrario la aplicación de una presión puede producir un gran efecto sobre su volumen.

Es costumbre dividir a los fluidos en dos grupos: Gases y Líquidos. los gases son compresibles y su densidad cambia apreciablemente con la temperatura y la presión. Por otro lado los líquidos presentan dificultades a la compresión y se pueden considerar en la mayoría o la totalidad de los casos incompresibles.

En un gas la densidad esta relacionada con la temperatura y la presión por la ley de los gases ( $P = RT$ ) o ( $P V = m RT$ ).

Cuando los gases sufren solo cambios de densidad muy pequeños (como en los sistemas de ventilación, por ejemplo), se pueden despreciar los efectos de compresibilidad. Sin embargo estos efectos se tornan prominentes cuando la velocidad entre el gas y un cuerpo sólido se aproxima a la velocidad a la cual se propaga el sonido a través del gas.

### 3.6 EJEMPLOS DE APLICACION.

En el ensayo de una turbina Francis en el banco de pruebas, en el punto del optimo rendimiento, se han obtenido las siguientes características:

$H = 5m$ ,  $Q = 1.5 m^3/s$ ,  $n = 200 rpm$ ,  $P_a = 55 Kw$ ,  $D, 0 750mm$ .

calcular:

- el rendimiento y número de revoluciones específico de esa turbina.
- se instala la turbina en un salto neto de 15m. Calcular  $n$ ,  $P_a$ ,  $Q$  de la turbina funcionando en el punto de óptimo rendimiento.

$$A) \quad \eta_{tot} = \frac{P_a}{P} = \frac{(55)(1.000)}{QH_{gp}}$$

$$= \frac{55}{(1.5)(9.81)(5)} = 1.3592 CV$$

$$Pa = 55 Kw = (55)(1.3592) CV = 74.75 CV$$

$$n_s = \frac{(200)(74.75)}{5} = 231.3$$

b) aplicando sucesivamente la primera, segunda y tercera ley de semejanza de las turbinas, tendremos:

$$n'' = \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}} n' = \frac{\sqrt{15}}{\sqrt{5}} 1.5 = 346.4 rpm$$

$$Q' = \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}} Q = \frac{\sqrt{15}}{\sqrt{5}} 1.5 = 2.598 m^3/s$$

$$Pa'' = \left(\frac{H''}{H'}\right) Pa' = \left(\frac{15}{5}\right) .55 = 285.8 KW$$

Un ventilador aspirando aire en estado normal tiene las siguientes características.  $Q = 8 m^3/s$ ; presión estática equivalente a 50mm c.a.;  $n = 580 rpm$ . Potencia absorbida, 5.2 Kw. Sin variar las rpm y siendo la temperatura del aire  $60^\circ C$  y la presión atmosférica 70 Torr calcular:

a) la nueva presión estática;

b) la nueva potencia absorbida por el ventilador.

Al no variar ni D, ni rpm, el caudal permanece constante por la primera, segunda y séptima ley. En el estado normal:

$$T'_{amb} = 0 + 273.17 = 273.15K$$

$$P'_{amb} = 760Torr$$

$$\Delta p_{e''} = (1.000)(9.81)(.050) = 490.5 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto, siendo la nueva temperatura  $T'_{amb} = 60 + 273.15 = 333.15K$

a) según la 10ª ley:

$$\Delta p_{e''} = \frac{(P''_{amb})(T'_{amb})}{(P'_{amb})(T'_{amb})} \Delta p_{e'} =$$

$$\frac{(770)(273.15)}{(760)(333.15)} 490.5 = 407.5 \frac{N}{m}$$

b) según la onceava ley:

$$P''_a = \frac{(P''_{amb})(T'_{amb})}{(P'_{amb})(T'_{amb})} P'_a =$$

$$\frac{(770)(273.15)}{(760)(333.15)} 5.2 = 4.120Kw$$

## CAPITULO 4

### TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS MOTRICES

**OBJETIVO: ADENTRAR AL ESTUDIANTE A LOS PRINCIPIOS BASICOS DE OPERACION Y DISEÑO DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS**

#### 4.1 CLASIFICACION.

Las turbomáquinas hidráulicas motrices ( TMHM ) que se les conoce como turbinas hidráulicas son las turbomáquinas que permiten la transferencia de energía del agua o un fluido al rotor provisto de álabes, mientras el flujo pasa a través de estos.

Existen tres principales tipos de turbinas hidráulicas (FRANCIS, KAPLAN Y PELTON ). Cuando el paso del agua por el rotor se hace en dirección radial se le denomina a la turbina RADIAL y es el caso de la turbina FRANCIS. Cuando el paso entre los álabes se hace en dirección al eje de la máquina se dice que es de tipo AXIAL y son ejemplos las turbinas KAPLAN y PELTON, aunque también a las Pelton se les conoce como tangenciales.

Otra forma de clasificar a las turbinas hidráulicas es el que si solo aprovechan la energía cinética del agua se denominan de IMPULSO (PELTON) y cuando son capaces de utilizar la energía estática del agua son de reacción (FRANCIS y KAPLAN). El grado de reacción de estas máquinas es inferior a la unidad lo que indica que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua.

Concluyendo las formas de clasificar a las turbinas hidráulica son por la dirección del flujo en RADIALES y AXIALES, y si son de IMPULSO o REACCION.

Actualmente se construyen cinco tipos de turbinas hidráulicas: PELTON, FRANCIS, DERIAZ, HELICE y KAPLAN, siendo de acción impulso solamente la PELTON.

Existe una clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas, que se hace asignando a toda la familia de turbinas un **NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES**. ( $n_s$ ).

$$n_s = n P^{1/2} / H^{5/4}$$

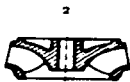
$n$  = Número de revoluciones

$H$  = Altura neta

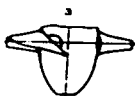
$P_s$  = Potencia en el eje o potencia útil



KAPLAN



PELTON



FRANCIS



DERIAZ

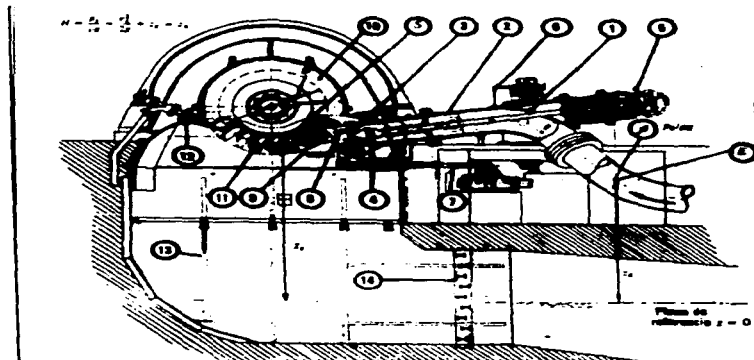
TIPOS DE ROTORES.

#### 4.2 DESCRIPCION DE LAS PARTES PRINCIPALES.

Para una típica turbina PELTON y sus elementos principales, así como su función son los siguientes:

1. Codo de entrada.
2. Inyector. Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética.
3. Tobera.
4. Válvula de aguja. Se desplaza longitudinalmente. Tanto la boquilla como el aguja suelen ser de acero muy duro.
5. Servomotor. Desplaza mediante presión de aceite la aguja del inyector.
6. Regulador.
7. Mando del deflector.

8. Deflector
9. Chorro
10. Rodete.
11. Alabes o cucharas.
12. Freno de la turbina por chorro de agua. Actúa sobre el dorso de los álabes frenando el rodete.
13. Blindaje. Protección contra el efecto destructor del chorro desviado.
14. Destructor de energía. Evita las erosiones de la infraestructura.



PARTES PRINCIPALES DE UNA TURBINA PELTON.

Para una turbina de reacción Francis cuenta con los siguientes elementos:

1. Caja espiral. Ducto de alimentación de agua.
2. Distribuidor. Su función es dirigir el agua al rodete con un mínimo de pérdidas y transforma parte de la energía de presión en cinética, sirve también para controlar el caudal cuando la carga de la turbina disminuye.
3. Rodete.
4. Codo de entrada en el tubo de aspiración. Recupera la energía cinética que tiene el agua a la salida del rodete, así como recuperar la energía geodésica del agua a la salida del rodete.
5. Nivel inferior del salto.
5. Sección de salida. Sirve para definir la altura neta  $H$ .

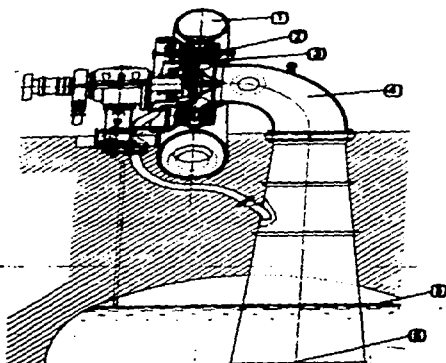


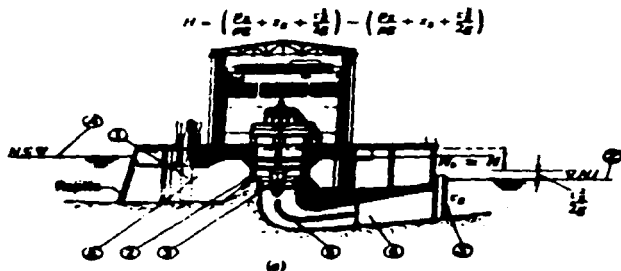
FIG. 22-7. Turbina Francis Arnes construida por la Arnes Easton Wya. Suiza con tubo de aspiración transitorio.

#### TURBINA FRANCIS



A continuación se presenta los principales elementos constitutivos de una turbina KAPLAN:

1. Cámara de alimentación. Suele ser de concreto por los grandes gastos que se presentan..
2. Distribuidor . Regula el gasto e imprime al agua el giro necesario para el ataque adecuado del agua a los álabes.
3. Rotor. Se asemeja a la hélice de un barco y en él se encuentran los álabes empotrados encargados de efectuar la transferencia de energía.
4. Tubo de desfogue. Es casi siempre acodado y semejante a él de la turbina Francis.
5. Alabes. Son de forma helicoidal, se puede modificar su incidencia con ayuda de un servomotor ajustado con el distribuidor.



TURBINA KAPLAN.

#### 4.3 DEFINICION GENERAL DE CARGA NETA CARGA BRUTA Y RENDIMIENTOS.

En condiciones ideales la energía cedida por el fluido al paso por la máquina puede ser tomada por los álabes de la turbina. En condiciones reales existe una diferencia entre la energía que entra con el fluido y la que es aprovechada, estas pérdidas ocurren principalmente por la fricción, choques, turbulencias, etc.

Se llama carga TEORICA o BRUTA a la energía teóricamente transferida entre fluido y álabes, representando a la carga con :

$$H = 1/g ( U_1 V_{U1} - U_2 V_{U2} )$$

En turbinas.

Y se llama carga neta a la gradiente de carga dinámica entre la entrada y la salida de la máquina. En las turbinas hidráulicas, entre la entrada al caracol y la salida del tubo de desfogue. Si se representan con "Hp" las pérdidas hidráulicas en una turbina entonces la altura o carga neta será:

$$H_n = H - H_p$$

La carga neta no es la carga útil aprovechada por la turbina, sin la carga teórica o bruta que hubiera aprovechado si no hubiera habido pérdidas.

Se definen a continuación varios rendimientos.

1. Rendimiento hidráulico. Muestra la relación entre la carga bruta y la neta.

$$\eta_h = H / H_n$$

Este rendimiento demuestra la capacidad de la máquina para intercambiar energía con el fluido.

2. Rendimiento volumétrico. En este se toman en cuenta las pérdidas de fluido por sellos, estoperos o retenes.

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q}$$

Donde Q es el gasto y q son las pérdidas. En la actualidad con los nuevos materiales para sellos este rendimiento tiende a ser del 100%.

3. Rendimiento mecánico. En este se toman en cuenta principalmente las pérdidas por rozamiento.

4. Rendimiento global o total es la relación de la potencia en la flecha de la máquina y la potencia cedida por el fluido.

$$\eta = \frac{\text{Potencia en la flecha de la turbina}}{\text{Potencia cedida por el fluido}}$$

La potencia cedida por el fluido la obtenemos así:

$$Q \cdot H_n \cdot \gamma = \text{POTENCIA CEDIDA POR EL FLUIDO}$$

Q = Gasto volumétrico

H<sub>n</sub> = Carga neta

γ = Peso específico

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Las principales pérdidas de energía pueden citar los siguientes

1. Pérdidas por fricción sobre las paredes de los contornos.
2. Pérdidas por separación del fluido en los contornos de los álabes o por choque contra los mismos produciéndose turbulencias o vibraciones.
3. Pérdidas por recirculación del fluido entre el rotor y la carcasa.
4. Pérdidas por fugas.

Cavitación en las turbinas reduce el rendimiento hidráulica, produciendo además erosión en los álabes, así como vibraciones que provocan desajustes. Cuanto más rápida sea una turbina mas es el peligro de la cavilación.

#### 4.4 CAIDA DE PRESION EN TUBERIAS.

La caída de presión en tuberías es una causa importante en el rendimiento de una turbina hidráulica. Los ductos cerrados o tuberías se encuentran bajo presión o depresión.

Existen dos tipos de pérdidas o caídas de presión, las primarias y las secundarias. Las primarias tienen que ver con el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas del fluido entre si (régimen turbulento).

Las pérdidas secundarias son las perdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones, codos , válvulas y en todo tipo de accesorios de tubería.

Para calcular las pérdidas de carga hay que tomar en cuenta la rugosidad de la tubería y el tipo de régimen sea laminar o turbulento.

Actualmente se utiliza el diagrama de Moody que resuelve los problemas en cualquier diámetro, caudal, material de la tubería; se usa para determinar el coeficiente  $\lambda$ , el cual nos lleva a la ecuación de Darcy-Weinbach.

$$H_p \text{ primarias} = \lambda \cdot D/L \cdot v^2/2g$$

Régimen laminar:

- a) Tuberías lisas (vidrio o cobre)
- b) Tuberías rugosas (hierro, hormigón)

**Regimen Turbulento:**

- a) Tuberías lisas
- b) Tuberías rugosas.

Existen varias fórmulas para deducir  $\lambda$  que es dimensional, se deduce que:

$$\lambda = f(v, D, \rho, \eta, k)$$

v=velocidad media del fluido

D=diámetro de la tubería

k=rugosidad

$\eta$ =viscosidad

$\rho$ =densidad

La pérdida de presión en régimen laminar y tubería de sección constante tenemos la ecuación de POISEUILLE.

$$\Delta p = 32 \rho U$$

Para  $Re < 2000$

La pérdida de carga expresada en unidades de longitud es:

$$H_p = 64/Re \cdot L/D \cdot v^2/2g$$

Para las pérdidas secundarias la ecuación fundamental involucra la velocidad media de la tubería y un coeficiente dimensional de pérdida de carga secundaria.

$$H_p \text{ secundarias} = \xi v^2/2g$$

Las pérdidas secundarias se originan en los accesorios, ensanchamientos, contracciones.

Los valores de este coeficiente de pérdidas secundarias se encuentran en tablas para cada tipo de accesorios. Las válvulas también son parte de las pérdidas secundarias y se encuentran las de compuerta, mariposa, retención, pie con alchofa, de macho. Entre los accesorios las té, codos, contracciones, etc.

Para obtener el total de pérdidas secundarias sumamos los coeficientes de distintos accesorios para obtener el coeficiente total de pérdidas.

$$\xi_T = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_n + \lambda L$$

$$H_{\text{TOTALES}} = \xi_T v^2$$

#### 4.5 CALCULO DE DIMENSIONES BÁSICAS.

##### 4.5.1 TURBINA PELTON.

Como ya se menciona antes la turbina Pelton es una turbina de acción o impulso y tiene la peculiaridad de aprovechar la energía cinética del fluido y como no existe el gradiente de presión entre la entrada y la salida el grado de reacción es 0. La aplicación de las turbinas Pelton se encuentra cuando la carga es más importante con respecto al caudal. Hay dos tipos básicos de turbinas que se diferencian por la posición en que se encuentra su eje (VERTICAL y HORIZONTAL).

También el número de chorros que actúan sobre una rueda o el número de ruedas sobre un eje. Las posibilidades dependerán de las necesidades.

En un eje horizontal el número de chorros es uno o dos, su inspección es más sencilla, también es posible instalar turbinas gemelas para un solo generador.

En el caso del eje vertical se pueden tener varios chorros por rueda lo que puede incrementar el caudal, una desventaja es la inspección y el mantenimiento y es necesario que el agua utilizada sea limpia. Al existir varios chorros puede ocurrir fatiga en los álabes.

Para velocidades específicas altas el número de álabes es menor desde 17 a 26 por rueda. El número de álabes  $z$  será:

$$z = \pi D_p / ( 1.4 \text{ ó } 1.6 ) d_o$$

$D_p$  es el diámetro de la rueda medida al punto central de incidencia del chorro  
 $d_o$  es el diámetro del chorro que va del 5% y el 12% del valor  $D_p$

Los álabes tienen la forma de doble cuchara, el ángulo  $\alpha$  suele ser del 20% y el  $\beta$  del 8% al 12%.

Es conveniente colocar lo más cerca del rodete los inyectores para aprovechar al máximo la energía cinética.

La expresión de energía transferida en la turbina en función al ángulo de salida es:

$$E = U V_r ( 1 + \cos \beta ) / g_c$$

$U$  es la velocidad tangencial del álabe =  $\pi N D$

$V_r$  es la velocidad relativa

$$N = 25 H ( n )^{1/2} / HP^{1/2}$$

$$D = 850 ( H )^{1/2} / N$$

$N$  esta expresado en r.p.m.,  $H$  en pies,  $n$  es el número de chorros, y  $D$  en pulgadas.

La tubería de presión que sirve el agua a una turbina Pelton termina en un inyector que cumple las funciones de alimentador, regulador de gasto y convertidor de la energía potencial del agua en cinética.

La posición de la aguja determina el grado de apertura de la tobera y en consecuencia el gasto, el movimiento de esta aguja se logra por medio de servomotores ligado al gobernador del grupo turbina-generador.

Los materiales de esta aguja deben soportar la acción abrasiva y corrosiva del agua empleando acero de alta calidad, las agujas suelen ser de puntas intercambiables.

En las máquinas de eje vertical el número de chorros viene restringido por limitaciones de espacio y por la fatiga que sufren los álabes por la acción repetida del agua.

Los diagramas topográficos nos ayudan a estimar las características de operación de una turbina Pelton prototipo con la misma velocidad específica que la del modelo.

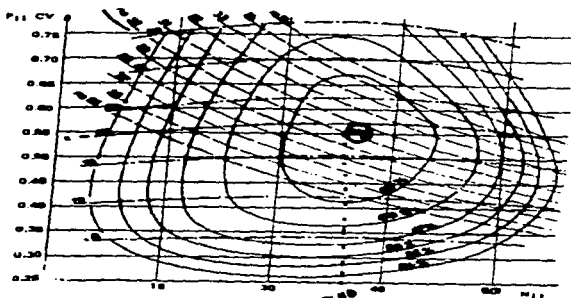


Fig. 4.11 Diagrama topográfico de una turbina Pelton modelo.

#### DIAGRAMA TOPOGRAFICO



#### 4.5.2 TURBINA FRANCIS.

La turbina Francis es de reacción y su flujo es radial es el tipo de la actualidad. Existen dos tipos la puramente radial y la mixta, en la primera toda la transferencia de energía se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo en dirección radial y de afuera hacia adentro. Es utilizada en cargas grandes y caudales reducidos.

En la Francis mixta, el recorrido en la parte superior es radial terminando axialmente. la Francis mixta tiene aplicación en cargas medianas y bajas, con caudales medianos y grandes.

Como se menciona antes los órganos principales de las turbinas Francis son la carcasa o caracol, el distribuidor, el rotor y el tubo de desfogue.

La turbina Francis es de reacción y como tal trabaja en ducto cerrado. El grado de reacción, que cuantifica la proporción de carga estática aprovechada sobre la carga efectiva total. El grado de reacción esta comprendido entre cero y uno, por lo general en un medio.

En la Francis pura la velocidad específica es baja, mientras que la carga dinámica es alta por ser relativamente alta la carga en estas turbinas. En la Francis mixta las cargas son bajas, las velocidades específicas altas y el grado de reacción más alto.

La velocidad específica para las turbinas esta dada por la siguiente formula:

$$n_s = N ( CV )^{1/2} / H^{5/4} \quad \text{SISTEMA METRICO.}$$

$$N_s = N ( HP )^{1/2} / H^{5/4} \quad \text{SISTEMA INGLES}$$

 $n_s$ 

$$n_s / N_s = 4.44$$

La velocidad específica suele estar de 12 a 100 ( SI ), para valores < 200 se les llama específicamente lenta y para > 200 específicamente rápida.

La turbina esta acoplada a un alternador el cual debe girar siempre a la misma velocidad, la potencia puede variar de acuerdo a las necesidades, esta modificación de potencia se hace por medio del distribuidor modificando convenientemente el gasto.

$$P = \eta \gamma Q H$$

Para variar la potencia se recurre a modificar Q, siendo el gasto el área  $A_0$  de paso por la velocidad radial  $V_r$ , y ya que el área es constante se modifica cambiando la velocidad cambiando la dirección de los álabes.

El distribuidor esta constituido por álabes que circundan al rotor, que se abren y se cierran según las necesidades, este tiene las siguientes funciones:

- a) Regula el gasto según las necesidades de potencia.
- b) Convierte la energía estática en dinámica del fluido.
- c) Dirige al fluido.

El tubo de desfogue además de servir como descarga del agua tiene la función de recuperador de energía y también se le conoce como difusor.

Se produce una desaceleración del agua convirtiendo la energía cinética en energía de presión. Se produce un gradiente de presión que incrementa la potencia de la turbina.

#### 4.5.3 TURBINA KAPLAN.

Las turbinas Kaplan pertenecen a las turbomáquinas hidráulicas motrices de reacción y de flujo axial, sus álabes son ajustables dependiendo de las necesidades de caudal o de carga, tienen aplicación en cargas de 1 a 90m.

Una característica es su velocidad específica en virtud de su baja carga respecto al caudal, en el sistema métrico ( $n_s$ ) varía de 300 a 1100 y en el inglés ( $N_s$ ) de 70 a 250. El número de álabes depende de la velocidad específica siendo de 4 a 9, a mayor velocidad menor número de álabes, la velocidad de rotación varía de 50 a 200 r.p.m.

El factor de utilización de una turbina está en relación con el grado de reacción y las velocidades absolutas de entrada y salida, los dos deben ser menores que uno.

$$\text{Grado de reacción} = Gr = ((V_1^2 - V_2^2) / (V_{r2}^2 - V_{r1}^2) + 1)^{-1}$$

$$\text{Factor de utilización} = \epsilon = (V_1^2 - V_2^2) / (V_1^2 - V_2^2 Gr)$$

Existen varias gráficas que involucran las principales dimensiones, velocidad específica y carga.

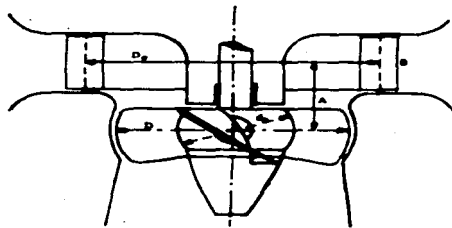
$D_o$  = Diámetro ecuatorial del distribuidor.

$B$  = Altura del distribuidor al diámetro de la hélice.

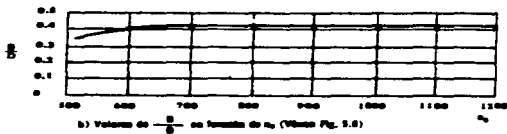
$A$  = Distancia entre el plano ecuatorial y el distribuidor.

$D$  = Diámetro de la hélice.

$d_c$  = Diámetro del cubo.



a) Dimensiones fundamentales de una turbina Kaplan

b) Valores de  $\frac{u}{v}$  en función de  $\eta$  (Véase Fig. 3.8)

#### DIMENSIONES DEL RODETE KAPLAN.

Los álabes son de poco espesor, las aristas de ataque son relativamente agudas y la curvatura es pequeña, el rendimiento de estas turbinas promedia el 93 %. Para la turbina Kaplan también se utilizan los diagramas topográficos en el que intervienen rendimientos, gastos y r.p.m.

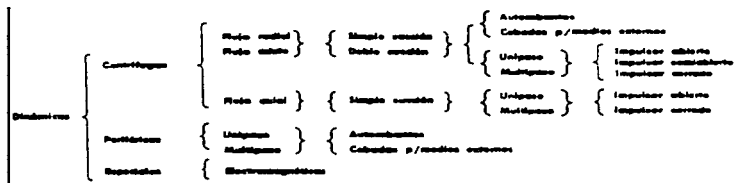
## CAPITULO 5

## TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS GENERATRICES

**OBJETIVO:** HACER QUE EL ESTUDIANTE SEA CAPAZ DE SELECCIONAR CON PRECISION UN EQUIPO DE BOMBEO Y FAMILIARIZARLO CON LOS PRINCIPIOS DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS Y LOS VENTILADORES

## 5.1 CLASIFICACION Y USOS CARACTERISTICOS

Siendo tan variados los tipos de bombas que existen, es muy conveniente hacer una clasificación adecuada. La que se considera completa es la del " Hidraulic Institute ". El instituto tiene como miembros a mas de 50 compañías fabricantes de bombas en el mundo entero



## USOS CARACTERISTICOS.

Las bombas tienen infinidad de usos, se describe de manera breve en los lugares donde se utilizan.

Plantas termoeléctricas que cuentan con:

- bombas de agua de alimentación.
- bombas de aceite combustible.
- bombas de condensado.
- bombas de inducción de fosfatos.
- bombas de agua ácida a las plantas desmineralizadoras.
- bombas para agua de servicios generales.
- bomba para mezcla de cloro.
- bomba de vacío.

Etcétera

- Plantas de almacenamiento
- Aplicaciones en energía nuclear.
- Servicios para la marina
- Industria petrolera.
- Refinación
- Industria papelera
- Industria textil.
- Minería.
- Suministro de agua potable.

Etcétera.

**FACTORES PARA LA SELECCION DEL TIPO DE BOMBAS.**

- a) gasto.
- b) presión.
- c) consistencia del líquido, excepto viscoso.

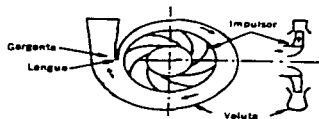
Actualmente las bombas centrífugas también cubren el campo de las altas presiones, que se logran mediante las bombas de varios pasos accionadas a altas velocidades. En cuanto a capacidades, las bombas centrífugas se han construido para gastos desde un galón hasta más de 1 millón de galones por minuto.

## 5.2 ELEMENTOS PRINCIPALES

### CARCASA ( difusor y voluta ).

**Función** La función de la carcasa en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante una reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

La carcasa tipo voluta. Es llamada así por su forma de espiral, su área es incrementada a lo largo de los 360 ° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcasa donde conecta con la descarga.



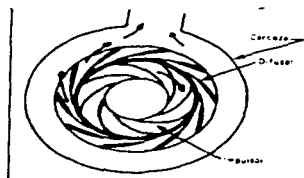
CARCASA TIPO VOLUTA

Debido a que la voluta no es simétrica, existe un desbalanceo de presiones, lo cual origina una fuerza radial muy apreciable sobre todo si la bomba trabaja con gastos alejados y menores al gasto del punto de máxima eficiencia.

Cuando se requiere eliminar el empuje radial que se produce en la bomba de simple voluta, se usa de doble voluta en la cual cada una de las bombas trabaja con la mitad del gasto y un ángulo de 180° respectivamente.

La carcasa tipo difusor. Consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a energía de presión, guían el líquido de un impulsor a otro.

Su aplicación más importante es en las bombas de pozo profundo, que son bombas de varios pasos con impulsores en serie. La carcasa puede ser de una sola pieza o partidas.



CARCASA TIPO DIFUSOR

### IMPULSORES.

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican según:

Tipo de succión: simple succión.

doble succión

Forma de las aspas: Aspas curvas radiales

Aspas tipo francis

Aspas para flujo mixto

Aspas tipo propela



Dirección del flujo: Radial  
Mixto  
Axial

Construcción mecánica: Abierto  
Semiabierto  
Cerrado

Velocidad específica: Baja  
Media  
Alta.

En un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo, en el impulsor de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común.

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular. Generalmente son impulsores para gastos pequeños y cargas altas. Manejan líquidos limpios sin sólidos en suspensión.

En un impulsor tipo francis, las aspas tienen doble curvatura, son más anchas y el flujo tiende a ser radial o axial. La velocidad específica va aumentando y la curva de variación del gasto con la carga se hace más plana.

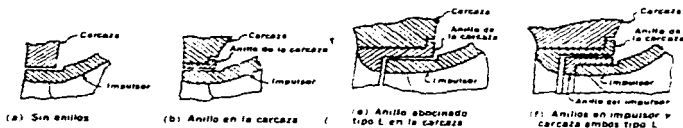
Una degeneración de este tipo es una combinación del tipo de impulsor axial-radial, en el cual predomina el flujo mixto. Se pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión.

Los impulsores tipo propela de flujo axial para gastos altísimos y cargas reducidas, tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande. Son especialmente adecuados para bombas de drenaje en ciudades.

Un impulsor abierto es aquel en el cual las aspas están unidas al mamelón central sin ningún plato en los extremos. Si los impulsores son grandes en diámetro resultan muy débiles, por lo cual se consideran semiabiertos con un plato en la parte posterior. Los impulsores cerrados pueden trabajar con claros mayores entre la carcasa y ellos, no se presentan fugas ni recirculación.

### ANILLOS DE DESGASTE

La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de mover en aquellas partes donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcasa fija, la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma en vez de cambiar el impulsor o la carcasa, solamente se quitan los anillos, que pueden estar montados a presión entre la carcasa o el impulsor. Existen diferentes tipos de anillos y deberá escogerse el más adecuado para cada condición de trabajo y de líquido manejado.



### FLECHA

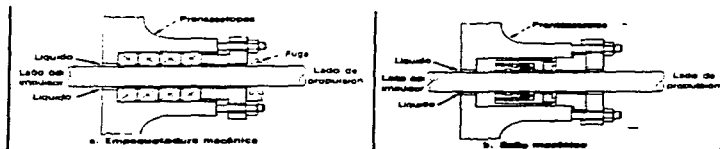
La flecha de una bomba centrífuga es el eje de todos los elementos que giran, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha del motor. En el caso de una bomba centrífuga horizontal, la flecha es una sola pieza a lo largo de toda la bomba.

En el caso de bombas de pozo profundo, existe una flecha de impulsores y después una serie de flechas de transmisión unidas por un cople, que completan la longitud necesaria desde el cuerpo de tazones hasta el cabezal de descarga.

La determinación del diámetro de la flechas en centrifugas horizontales se hace tomando en cuenta la potencia máxima que va a transmitir la bomba, el peso de los elementos giratorios y el empuje radial que se produce en las bombas de voluta. Puesto que la velocidad crítica de la flecha esta relacionada con su diámetro, deberán calcularse para que con el diámetro seleccionado la flecha trabaje en zonas alejadas de la crítica.

## EMPAQUES

La función de estos es evitar el flujo hacia afuera del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba y del flujo del aire hacia el interior de la bomba. Los empaques son una opción viable de los sellos en una gran variedad de servicios. La principal ventaja es para la selección e instalación en un prensaestopas. Las empaquetaduras funcionan con el principio de fugas controladas, no se pretende que eliminen por completo las fugas de un equipo sino que permitan una cantidad controlada de escurrimiento.



## SELLOS MECANICOS

Se usan en una gran variedad los sellos mecánicos cuando es indeseable tener escapes alrededor de la flecha. También encuentran aplicación cuando los prensaestopas no suministran una adecuada protección contra escapes. El sello mecánico consiste en dos superficies perfectamente bien pulidas que se encuentran en contacto una con otra. Una de ellas es estacionaria y la otra gira con la flecha.

## RODAMIENTOS ( cojinetes de bola )

En las bombas centrífugas se utilizan todo tipo de cojinetes. aún en el diseño más básico se hace con dos cojinetes distintos. Los cojinetes de bola son antifriccionantes y son de lubricación con grasa, aunque algunos utilizan aceite.

Los cojinetes de manguito o chumacera se utilizan para las bombas grandes de trabajo pesado.

Los cojinetes de empuje axial, se usan en combinación con los cojinetes de manguito.

## TIPOS DE COJINETES

- De una hilera radial, para cargas radiales y empuje moderado.
- De máxima capacidad, permite más bolas en el y así soportar cargas mas fuertes.
- De doble hilera, esta provisto para cargas radiales fuertes y cargas de empuje ligeras, cojinete Isinsburg.



A



B



C

## PEDESTAL

Es deseable que las bombas y sus unidades de potencia sean removibles de sus montajes. En consecuencia, por lo general se atornillan y unen con pernos guías a las superficies maquinadas de una base que, a su vez, esta fija a la cimentación.

Estas superficies maquinadas son parte de una base común, en la cual las bombas y su unidad motriz se han alineado previamente. las bases se hacen ya sea de fierro fundido o de acero estructural. Los pedestales de fierro fundido o acero se utilizan en las bombas verticales de foso seco y también para unas unidades horizontales más grandes.

### 5.3 MATERIALES COMUNES Y APLICACIONES.

las bombas centrífugas pueden fabricarse con casi cualquier metal conocido o aleaciones metálicas, así también como porcelana, vidrio y aun materiales sintéticos. Una lista de los materiales que por lo general se recomiendan para varios líquidos se muestran en la tabla siguiente.

PARTE	BOMBA ESTANDAR	BOMBA DE FIERRO	BOMBA DE BRONCE	BOMBA DE ACERO	BOMBA DE ACERO INOX.
Carcasa	fierro	fierro	bronce	acero	acero inox.
Cabeza de succión.	fierro	fierro	bronce	acero	acero inox.
Impulsor	bronce	fierro	bronce	fierro, acero o acero inox.	acero inox.
Anillos de desgaste	bronce	fierro	bronce	acero inox.	acero inox.
Difusores	fierro	fierro	bronce	acero	acero inox.
Flecha	acero	acero	acero	acero con alto carbono	acero inox.

Camisa de flecha	latón	acero o acero inox.	latón	acero inox.	acero inox.
Prensaestopa soporte de baleros	bronce fierro	fierro fierro	bronce fierro	acero fierro	acero inox. fierro

#### APLICACIONES.

Debido al constante avance industrial y a la fabricación de nuevos materiales. Podemos tener bombas constituidas con infinidad de plásticos, tal como teflon, nylon, kynar, nordel etc.

se pueden tener bombas totalmente de plástico (para bombeo), por ejemplo de HCl, FeCl<sub>3</sub>, HF etc.

#### 5.4 CEBADO Y PURGA.

Una bomba centrífuga se ceba cuando los conductos de la bomba se llenan con el líquido que se va a bombear. El líquido reemplaza al aire, vapor, o gas en los conductos, la expulsión de los anteriores puede hacerse manual o automáticamente. Cuando se pone en servicio por primera vez una bomba centrífuga, sus conductos están llenos de aire. Si la alimentación de succión esta a presión mayor que la atmosférica, este aire se atraparà en la bomba y se comprimirà cuando se abra la válvula de succión. A menos que la presión de succión sea suficientemente alta, el aire no se comprimirà lo suficiente para permitir que se llenen con aire los ductos de succión y el ojo del impulsor, por lo cual la bomba no estará cebada, por lo tanto, se debe expulsar el aire con una carga de succión positiva en la bomba, el cebado se logra escapando el aire el aire atrapado al exterior de la bomba por una válvula provista para este objeto.

Si la bomba tiene una succión de un abastecimiento localizado abajo de la misma bomba, el aire de la bomba debe evacuarse, ya sea con algún dispositivo que produzca vacío, o instalando una válvula de zapata en la línea de succión, de modo que la bomba y su tubería de succión puedan llenarse con agua, o teniendo una cámara de cebado en la línea de succión.

## 5.5 ACOPLAMIENTO

La bomba centrífuga se conecta a sus unidades de potencia por medio de acoplamientos de cualquier forma. Los acoplamientos que se usan en la bomba centrífuga pueden ser rígidos (del tipo brida o flexibles (de perno y tope, engrane, rejilla o del tipo de disco flexible)).

Los acoplamientos se fabrican para hacer conexiones semipermanentes entre dos ejes o arboles, se construyen en tres tipos: rígido, flexible e hidráulicos.

Los acoplamientos rígidos solo pueden utilizarse con ejes que estén perfectamente alineados.

Los acoplamientos flexibles se han ideado para unir arboles de transmisión que estén desalineados, bien por desplazamiento transversal o para formar cierto ángulo.

## 5.6 TIPOS DE ACCIONAMIENTO.

La mayoría de las bombas son propulsadas por motor eléctrico ya sea del tipo sincrónico o asíncrónico. Si el voltaje aplicado, número de fases, ciclaje, alimentación y medio de arranque adecuadas el motor funcionara sin ningún problema.

Los motores pueden arrancarse directamente sobre la línea de alimentación (tensión plena) o a voltaje reducido a través de resistencias, reactores, autotransformadores o por devanado partido.

## INTERRUPTORES

Diferentes tipos de interruptores utilizados para un mejor control de operación de la bomba:

- Interruptores de flotador.
- Interruptores de presión
- Interruptores de consumo de energía.
- Interruptores de control de termostato.
- Interuptores de gobernador de velocidad.

### 5.7 LA CARGA TOTAL.

-PRESIONES DE SUCCION Y DESCARGA.

**PRESION:** En los problemas de bombas se consideran generalmente tres tipos de presión; absoluta, barométrica y de columna.

La presión absoluta es la presión arriba del cero absoluto. Puede encontrarse arriba o abajo de la presión atmosférica existente en el punto de consideración. La presión barométrica es la presión atmosférica de la localidad y varía con las condiciones de altitud y del clima. La presión de columna es la presión arriba de la atmosférica en la localidad en que se mida. Un vacío es una presión de columna negativa.

**Presión de succión:** Una bomba no sería capaz de satisfacer sus condiciones de capacidad de diseño a menos que la carga de succión pueda proporcionar suficiente energía para meter el líquido dentro de la bomba.



**Presión de descarga:** La carga de descarga de una bomba centrífuga es la altura de elevación medida en la boquilla de descarga. Es la suma algebraica de la carga estática, la pérdida de carga por fricción a la capacidad que se esta considerando, la pérdida de salida en el extremo de descarga y la carga terminal. La presión se puede manejar con lecturas absolutas o manométricas en metros de líquido.

**Altura de Elevación:** En su forma elemental, la altura de elevación o carga hidráulica denota la distancia a la que la superficie libre de una extensión de agua descanza sobre una línea de referencia, como tal, presenta una energía o habilidad para hacer trabajo. Algunos consideran que la carga estática es la suma de la carga de presión y de la carga estática de elevación. En cualquier sistema de bombeo, el líquido se tiene que mover a través de tubería o conductos, que causan pérdidas por fricción.

**Carga de velocidad:** La elevación correspondiente a la velocidad es la energía cinética en un líquido en cualquier punto, expresada en Kg.m por Kg. líquido es decir en metros del líquido expresado en cuestión. Si el líquido se esta moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad equivalente a la distancia que la masa de agua tendrá que adquirir. Por lo tanto la velocidad se determina:

$$h_v = V^2 / 2g$$

donde:

h<sub>v</sub> = elevación correspondiente a la velocidad en metros.

v = vel en m / s.

g = gravedad

**Pérdidas por fricción (  $P_m$  ):** Las pérdidas por fricción también llamadas pérdidas mecánicas se dan cuando tenemos rozamiento del prensaestopas con el eje de la maquina  $P_{m1}$  , o rozamiento del eje con los cojinetes  $P_{m2}$  o pérdidas por rozamiento del disco  $P_{m3}$ .

**Ecuación de Darcy - Weisbach:** A finales del siglo pasado experimentos realizados con tuberías de agua de diámetro cte. demostraron que la perdida de carga era directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma:

$$H_{rp} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$H_{rp}$  = Pérdida de carga primaria

$\lambda$  = Coeficiente de carga primaria

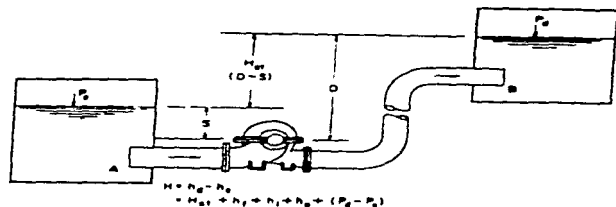
L = Longitud de la tubería

D = Diámetro de la tubería

V = Velocidad media del fluido.

**Carga Total:** La carga total H de una bomba centrifuga, es la energía impartida al liquido por la bomba. La carga total puede calcularse determinando la suma algebraica de la carga estática del nivel de abastecimiento al de descarga  $H_{st}$ , más todas las pérdidas por fricción  $h_f$ , más las pérdidas a la entrada  $h_i$  y a la salida  $h_s$ , más la presión final  $P_d$ , menos la presión final de suministro  $P_s$ .

**De la misma manera es la suma de las cargas de elevación de succión y descarga. Cuando hay una columna de succión, la columna total de la bomba es la diferencia entre las cargas de succión y de descarga.**



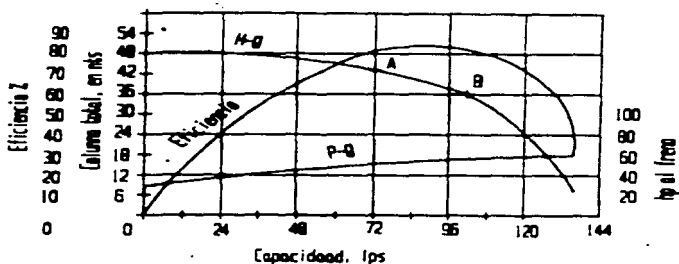
### 5.8 CURVAS CARACTERISTICAS, TIPOS PARAMETROS INDICADOS.

Una bomba que se opere a velocidad constante puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo de la columna, diseño y succión. Las curvas características de la figura muestran la relación de existencia entre columna de bomba, capacidad y eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa. Es habitual dibujar la columna potencia y eficiencia en función de la capacidad a velocidad constante.

La curva de capacidad de columna conocida como HQ, muestra la relación entre la capacidad y la columna total, y puede ser creciente, decreciente con gran inclinación o casi horizontal, dependiendo del tipo del impulsor utilizado y su diseño.

Por ejemplo en la fig.A la columna desarrollada por la bomba es de 43.90 m de líquido y capacidad de 67 lps, mientras que en el punto B, la columna desarrollada es de 36.50 m y la capacidad de la bomba es de 93.80 lps.

El aumento o disminución del caudal puede lograrse abriendo o cerrando la válvula de impulsión.



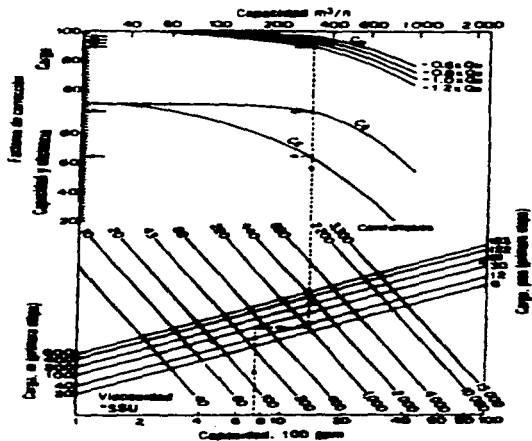
CURVAS CARACTERISTICAS TÍPICAS PARA UNA BOMBA CENTRÍFUGA.

### 5.9 EFECTOS DE LA VISCOSIDAD, CARTA DE CORRECCION.

Para los problemas de bombeo, la viscosidad puede considerarse como una medida de la fricción interna de un líquido que produce una resistencia al flujo a través de un tubo, válvula, etc. Los datos de viscosidad aún importantes para calcular las pérdidas por fricciones en sistemas de tubería con líquidos viscosos.

La mayor parte de los ingenieros trabajan comúnmente con 3 unidades: segundos universal saybolt (SSU), centiestokes (viscosidad dinámica) o centipoises (viscosidad absoluta).

La siguiente figura muestra la relación entre viscosidad y temperatura, para algunos de los líquidos que se encuentran comúnmente en problemas de bombeo. Los datos de viscosidad son importantes para calcular las pérdidas de fricciones en sistemas de tuberías con líquidos viscosos.



### 5.9.1 ALTURA MAXIMA DE SUCCION.

#### -NPSH.

El termino NPSH, se encuentra .: menudo en la literatura técnica en ingles y quiere decir " Net Positive Suction Head " se define como la altura manométrica en metros leída en la brida de aspiración de la bomba y referida al eje de ella menos la tensión del vapor del líquido en metros , más la carga de velocidad en metros del líquido en la misma brida de entrada de la bomba.

Para una instalación de bombeo existen dos NPSH

-NPSH requerido, característico de la bomba.

-NPSH disponible, característico del lado de aspiración de la instalación.

**NPSH Requerido:** Es una función del tipo de bomba y del gasto. No depende teóricamente del líquido pero varia con el gasto y la velocidad. Es la diferencia mínima requerida entre la altura practica de aspiración y la tensión de vapor del líquido para evitar que haya vaporizaciones entre la brida de aspiración y la entrada al primer impulsor de la bomba. Este termino se proporciona por el fabricante de la bomba.

**NPSH Disponible:** Es la diferencia entre la altura de aspiración absoluta y la tensión del vapor en la condiciones de funcionamiento, varia con el gasto y para una altura geométrica y una tensión de vapor determinada disminuye cuando las pérdidas por fricción aumentan.

### 5.9.2 SELECCION COMPLETA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

Probablemente el mayor problema en que se encuentra un ingeniero al diseñar un sistema de bombeo es la elección de la clase, tipo, capacidad, columna y detalles de la bomba. Hay tal variedad de bombas útiles y tantas aplicaciones posibles para cada una de ellas que es difícil elegir una específicamente.

**METODOS DE SELECCION.**

Las bombas se eligen generalmente por uno de tres métodos: ( 1 ) el cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes , de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades apropiadas.

( 2 ) el comprador efectúa un calculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y de gráficas de características. ( 3 ) una combinación de ambos.

**Selección del fabricante:** Este método se usa para bombas grandes en aplicaciones con condiciones poco usuales y en casos que el ingeniero no tenga tiempo o no desee efectuar él mismo la selección de la bomba.

**Datos para el fabricante:** La siguiente tabla agrupa los datos requeridos por cualquier fabricante de bombas antes de preparar una recomendación y oferta.

**Cálculos en la elección de una bomba:** Básicamente hay cinco pasos en la elección de cualquier bomba cualquiera que sea su tamaño y estos son:

- 1.- Un diagrama de la disposición de la bomba y tuberías.
- 2.- Determinar la capacidad.
- 3.- Calcular la columna total.
- 4.- Estudiar las condiciones del líquido.
- 5.- Elegir la clase y tipo.

la oferta de la bomba deberá contener seis copias de las curvas características, seis copias de un plano de sección transversal de la bomba, y seis del plano de la bomba misma, datos de sellos mecánicos (si se usan) y datos completos de las bridas.

### 5.9.3 RECOMENDACIONES PRACTICAS DE UNA INSTALACION.

El lugar seleccionado para la instalación debe estar tan cercano a la fuente del fluido como sea posible y debe tener un espacio accesible para la OPERACION, inspección y mantenimiento. La unidad de bombeo se debe montar en una cimentación de tamaño suficiente y rigidez para soportar la unidad más el peso del fluido, la tubería debe ser soportada en forma independiente y anclada, para evitar la transmisión de esfuerzos a la bomba y en particular la tubería de succión debe ser diseñada para minimizar las perdidas por fricción, las válvulas de succión y descarga (o retención) deben ser adecuadas para las presiones incluidas. Se debe instalar un sistema adecuado de cebado y se opera con succión ahogada será necesario un arreglo de desfogue para purgarla. También se debe tener cuidado en que todas las conexiones auxiliares del sellado, enfriamiento, lavado y drenaje se hagan en la forma requerida para la unidad en particular.

### 5.9.4 ARRANQUE DE UNA BOMBA.

Antes de la operación de cualquier bomba centrifuga, es necesario asegurarse de que la unidad este conectada para proporcionar la dirección correcta de rotación, que todos los acoplamientos de ejes entre componentes separados estén alineados dentro de los límites establecidos por el fabricante y que todos los cojinetes tengan las cantidades y los grados adecuados de lubricantes.

La secuencia de arranque normal será la siguiente:

- Ábranse las válvulas en todos los cierres auxiliares.
- Ábrase la válvula de succión.
- Ábrase la válvula de descarga.
- Energicese la unidad de potencia.
- Cébase o púrguese .



Es conveniente verificar la temperatura de los cojinetes, fugas de la caja prensaestopas y otros síntomas externos del comportamiento de la unidad.

#### 5.9.5 MOTORES ELECTRICOS, CLASIFICACION Y TIPOS UTILIZADOS PARA ACCIONAR BOMBAS CENTRIFUGAS, FACTOR DE POTENCIA, ARRANQUE DE MOTORES ( TIPOS ).

Las bombas centrifugas pueden impulsarse con motores en derivación compuesta, jaula de ardilla y de anillos deslizantes. dado que estas bombas requieren una tensión muy pequeña para el arranque y funcionan a gran velocidad hasta 3600 r.p.m., tanto los motores de inducción de jaula de ardilla para uso general y los motores sincrónicos son ideales para la impulsión. Para potencias grandes se prefiere al motor sincrónico debido a su capacidad para mejorar el factor de potencia.

#### FACTOR DE POTENCIA.

El factor de potencia (fp), es la razón entre la potencia y la potencia aparente:  $FP = P/EI = \cos\theta$ , en donde  $\theta$ , es la diferencia entre fases o defasaje entre E e y, suponiendo que ambas sean senoidales.

#### ARRANCADORES PARA MOTORES ELECTRICOS.

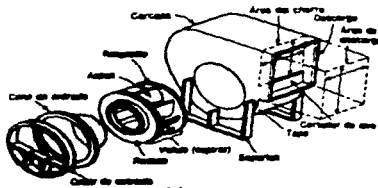
Un arrancador para un motor eléctrico conecta eléctricamente este con la fuente de abastecimiento. Los arrancadores manuales mueven los contactores de arranque automático o magnético.

- tipos de arrancadores.
- arrancadores para motores de corriente directa.
- arrancadores para motores de corriente alterna.
- arrancadores compensadores.
- arrancadores de tipo resistencia.
- arrancadores de devanado seccionado.

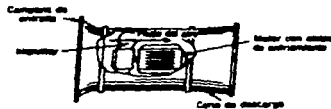
## VENTILADORES

## INTRODUCCION.

Cualquier dispositivo que produce una corriente de aire puede denominarse ventilador. En esta pequeña sección solo se analizan los ventiladores que tienen un rodete estacionario para producir el flujo y una carcasa estacionaria para guiar el flujo hacia adentro y hacia afuera del rodete (figura a y b ). La forma de la carcasa o del rodete puede variar ampliamente.



VENTILADOR CENTRIFUGO



VENTILADOR AXIAL.

## TIPOS MAS COMUNES.

Una característica mediante la cual se clasifican los ventiladores, es la naturaleza del flujo que pasa a través de las aspas del rodete. Por lo anterior, los rodetes o impulsores, pueden ser de flujo axial, flujo radial, flujo mixto y flujo transversal.

Los ventiladores de hélice o propulsores, los tubo-axiales o veno-axiales, usan impulsores de flujo axial, siendo la forma de sus carcاسas o envolventes la que los caracteriza.

Los ventiladores centrífugos y los tubulares centrífugos utilizan el rodete de flujo radial. El ventilador centrífugo tiene una carcasa o envolvente en forma de una espiral o caracol, el flujo entra a la carcasa en forma de flujo axial y sale de ella en forma tangencial.

Los rodetes de flujo mixto pueden usarse tanto con carcاسas o envolventes del tipo axial o espiral. Se caracteriza como de flujo mixto, debido a que las aspas del rodete pueden existir ya sea de un flujo radial o axial.

En un rodete de flujo transversal, el aire pasa dos veces a través de las aspas, entrando a la punta del aspa más o menos tangencialmente, pasa a través del rodete y sale por el extremo opuesto.

## CARACTERISTICAS.

Los ventiladores de hélice y los otros tipos de ventiladores axiales usan álabes o aspas con una sección ya sea de perfil aerodinámico o de espesor uniforme. La disposición de los álabes puede ser fija, ajustable en reposo o variable en la operación.

Los ventiladores centrífugos tienen varios tipos de aspas o álabes. las aspas curvadas hacia adelante tienen su curvatura leve, de tal forma que tanto la punta como el talón apuntan en el sentido de la rotación.

Los ventiladores tubulares centrífugos pueden diseñarse con rodets de curvatura hacia atrás, de perfil aerodinámico o de flujo mixto. Para un funcionamiento eficiente se requiere de una campana de entrada y aletas guías o venas para descarga.

Los ventiladores de flujo transversal utilizan rodets con arreglos de aspas similares a los ventiladores centrífugos con curvas hacia adelante, pero la cubierta de la tapa no tiene agujero de entrada. La razones entre el diámetro de la punta y la longitud del aspa están limitadas por consideraciones de la estructura.

#### CURVAS CARACTERISTICAS Y SELECCION.

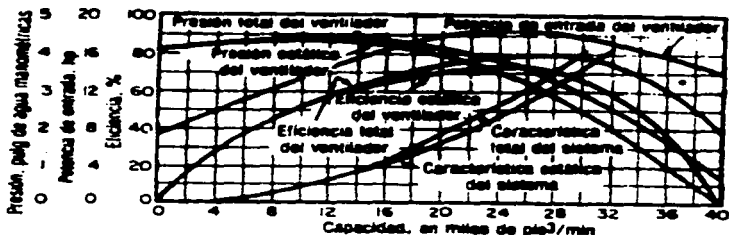
La mayor parte de los sistemas que utilizan un ventilador tienen características que se describen gráficamente por medio de una parábola que pasa a través del origen., por ejemplo, la energía requerida para producir el flujo a través del sistema (que puede ser expresada como presión o carga), varía en forma aproximada al cuadrado del flujo.

En algunos casos, la gráfica de las características del sistema no pasa por el origen; esto se debe a que la energía requerida para producir el flujo a través de un elemento del sistema debe ser controlado a un valor particular.

Los requerimientos de energía para cada uno de los elementos se determina consultando los manuales, o las publicaciones de los fabricantes, o por pruebas y ensayos. La medida real de requerimiento de energía de un elemento al sistema es la caída total de presión o la pérdida total de carga.

Si la velocidad de entrada de un elemento del sistema es igual a la velocidad de salida, el cambio en la presión estática es igual a la caída total de presión. Existen algunas ventajas al utilizar los cambios de presión estática, pero los proyectistas de sistemas prefieren usar la caída total de presión, para evitar errores al seleccionar un ventilador.

La curva característica de un sistema, tomando como base la presión total, esta graficada en la figura siguiente. También se muestra una curva característica por la presión estática, esta curva de la presión estática de un ventilador corresponde solo a la diferencia de presión a la entrada y salida del sistema.



La característica de operación de un ventilador con velocidad constante se muestran en la figura anterior.

El ventilador se puede operar a cualquier capacidad, desde 0 hasta el máximo mostrado, pero cuando se aplica a un sistema, el punto de funcionamiento del ventilador es el punto en el que se interceptan las características del sistema y la característica de presión apropiada al ventilador.

Para el caso ilustrado:

$Q = 27\,300$  pie<sup>3</sup>/min,  $P_t = 3.4$  pulg de agua,  $P_s = 3$  pulg de agua,  $H = 18.3$  Hp con la velocidad y densidad para la curva mostrada. La eficiencia estática de este punto de operación es de 73% y la eficiencia total del 80%.

#### USOS

La calefacción, la ventilación y los sistemas de aire acondicionado pueden necesitar ventiladores para alimentar extraer o recircular aire.

## CAPITULO 6

## TURBOMAQUINAS TERMICAS MOTRICES

**OBJETIVO:** FAMILIARIZAR AL ESTUDIANTE CON LOS PRINCIPIOS BASICOS DE OPERACION Y CARACTERISTICAS DE LAS TURBINAS DE VAPOR Y DE GAS.

## 6.1 TURBINAS DE VAPOR.

## 6.1.1 CLASIFICACIONES.

Una turbina de vapor es una turbomáquina motora que convierte la energía termodinámica del vapor de agua en mecánica. tienen aplicación en la generación de energía eléctrica. se utilizan en termoeléctricas que queman combustibles fósiles para calentar agua hasta convertirse en vapor seco.

Según la dirección del flujo las turbinas de vapor pueden ser de dos tipos AXIALES o RADIALES, siendo las axiales las más comunes. Entre las axiales existen de IMPULSO o de REACCION, en las de impulso se utiliza la energía cinética del fluido mientras que las de reacción se utiliza principalmente la energía de presión del fluido.

Una característica importante de las turbinas de vapor es que cuentan con varios escalonamientos. Cuando las turbinas descargan vapor húmedo en un condensador a bajas presiones de 35 a 60 mbar se llaman de CONDENSACION. Y cuando la presión de descarga es mayor que la presión atmosférica son turbinas de CONTRAPRESION.

Las presiones del vapor varían de 40 a 165 bar y la temperatura de 400 a 540°C. La turbina de impulso básica es la de De Laval, los álabes en el rotor son simétricos, estos convierten la energía de presión en energía de velocidad.

El rotor gira de 20 000 a 30 000 r.p.m. Escalonando la velocidad o la presión se reducen las velocidades de giro logrando menos vibración y esfuerzo.

Entre las turbinas de impulso las que tienen escalonamiento de velocidad se llaman CURTIS y las de escalonamiento de presión se llaman RATEAU.

Para las tipo Curtis aprovechan la energía cinética inicial de vapor en varios pasos, disminuyendo las velocidades de giro mejorando la transferencia de energía.

Las velocidades tangenciales del rotor se reducen según los escalonamientos, todos los rotores están montados sobre el mismo eje y los escalonamientos son de igual potencia.

Las turbinas de impulso Rateau los álabes son simétricos y en el rotor se produce una caída de velocidad.

En las turbinas de reacción sus álabes no son simétricos y tienen un perfil de ala de avión, los álabes del estator son de la misma forma pero el sentido es invertido. Las velocidades de incidencia en el rotor son menores que en las turbinas de impulso. Debido a la caída progresiva de presión los álabes van haciéndose más grandes, y todos los rotores van montados a un solo eje.

El flujo de vapor es permanente, la energía térmica de este se transforma en energía cinética al expandirse al pasar por la boquilla o tobera y dirigirse en forma de chorro contra los álabes del rotor, también la energía cinética se transforma en energía mecánica con una adecuada dirección del chorro contra los álabes del rotor.

Las clasificaciones varían dependiendo de autores y constructores, se mostraran los más comunes.



## CLASIFICACION SEGUN LA FORMA DE ENERGIA

- |                             |  |
|-----------------------------|--|
| a) TURBINA IMPULSION CURTIS | <ul style="list-style-type: none"> <li>1. TIPO LAVAL</li> <li>2. TIPO ELLIOT</li> <li>3. TIPO MOORE</li> <li>4. TIPO TERRY</li> </ul>                        |
| b) TURBINA REACCION PARSONS | <ul style="list-style-type: none"> <li>1. TIPO LJUNGSTROM</li> <br/> <li>1. AXIAL O PARSONS</li> <li>2. CURTIS-RATEAU</li> <li>3. CURTIS- PARSONS</li> </ul> |

## CLASIFICACION AEG.

- a) Condensación.
- b) Contrapresión.
- c) Condensación con tomas intermedias.
- d) Contrapresión con tomas intermedias.

1. Curtis de impulsión de una sola etapa. Tiene una sola hilera de álabes o paletas, su velocidad es moderada con una gran caída de presión, tiene poco rendimiento pero su bajo costo la hace muy comercial.

Las turbinas de acción o impulso realizan su trabajo máximo cuando la velocidad del chorro es el doble que la de los álabes.

En las de reacción el vapor sufre una expansión doble debido a que el álabe estacionario actúa como tobera e impulsa los álabes móviles. En este tipo de turbina existe una caída de presión debido a la fuerza de reacción creada por los álabes móviles.

2. Ljungstrom es de reacción, su flujo es radial y tiene dos hileras de álabes que giran en sentidos opuestos.

3. Parsons de flujo radial consta de varios rodets giratorios alternados con fijos, a la salida de cada etapa o escalonamiento existe una expansión con caída de presión.

4. Curtis-Rateau. Tiene características de la Curtis simple con las de una serie de etapas múltiples con boquillas propias. En la primera etapa la caída es grande, y su construcción es económica y compacta.

5. Curtis-Parsons. La primera etapa es Curtis de impulsión simple y las etapas posteriores son de reacción Parsons. Se construyen grandes unidades de este tipo con buenos rendimientos.



TV DE ACCION

### 6.1.2 APLICACIONES CARACTERISTICAS.

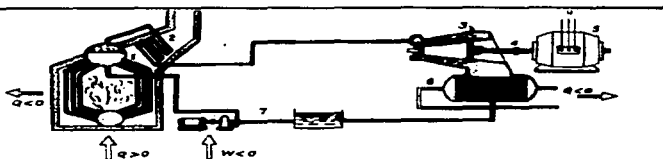
La aplicación de cada tipo de turbina va a depender de las necesidades de potencia, inversión disponible, su aplicación principal de las turbinas de vapor es para la generación de energía eléctrica, se construyen de 1 a 500 MW. Las condiciones de calidad y presión de vapor son importantes para el buen funcionamiento de una turbina, las presiones varían grandemente desde 20 hasta 315 Kg/cm<sup>2</sup> y las temperaturas en los 540°C.

La tendencia actual es de construir turbinas con varios escalamientos y a altas presiones.

Las turbinas de condensación son las más usadas por su mejor rendimiento para la generación de energía eléctrica mientras que las de contrapresión aparte de esa aplicación sirven sus vapores de descarga para usos industriales y calefacción.

Por su tamaño y aplicaciones tiene lo siguiente:

1. Servicio auxiliar de pequeña capacidad.
2. Propulsión mecánica conectada con engranes de 10 a 1500 HP.
3. Potencia industrial generalmente de impulso de 100 a 5000 KW
4. Centrales eléctricas de 2 a 200 MW.



CENTRAL TERMOELECTRICA.

### 6.1.3. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

1. Rotor. En una turbina de impulso es una flecha de acero forjado en donde son colocados los álabes ya sea en caliente o maquinando ranuras para su colocación como en las turbinas de reacción. En las turbinas de reacción el diámetro aumenta hacia el lado de baja presión. Los rotores pueden ser huecos forjados sólidos y deben ser tratados térmicamente.
2. Carcasa. Son hechas de fundición de hierro, acero o aleaciones de acero. las carcasas de grandes turbinas son muy complicadas ya que cuentan con muchos aditamentos y conexiones, normalmente esta compuesta de dos mitades una superior y otra inferior unidas y apretadas cuidadosamente con pernos.
3. Alabes o paletas. Ya sea los fijos o los móviles son unidos solos o en grupos, se debe de tener cuidado con la humedad para que no los dañe.
4. Sellos. Son necesarios para impedir fugas de vapor en el rotor y la entrada de aire en el extremo que esta al vacío.



ROTOR DE TV DE VARIOS ESCALONAMIENTOS

5. Chumaceras o cojinetes. En la flecha están contruidos generalmente de metal Babbitt y se les inyecta aceite a presión por medio de una bomba.

6. Válvulas. Son utilizadas tanto como seguridad como para regular el flujo de vapor cuando la velocidad es excesiva. También pueden actuar como gobernador lo que regula el vapor para mantener una velocidad constante. Las válvulas están hechas generalmente de acero de gran calidad para soportar altas presiones.

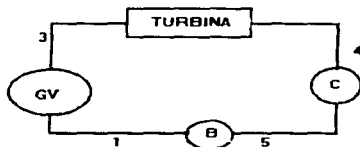
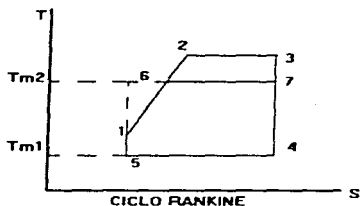
7. Lubricación. Una bomba movida por la flecha principal inyecta aceite a presión para los cojinetes.

#### 6.1.4. CICLO RANKINE.

Es el ciclo con el que trabajan las turbinas de vapor, y esta constituido por los siguientes pasos:

1. Calentamiento reversible a presión constante.
2. Expansión adiabática reversible.
3. Enfriamiento reversible a presión constante.
4. Compresión adiabática reversible.

$$Q_{ENTRA} = T_{M2} (S_7 - S_6)$$



Una planta consta de un generador de vapor ( GV ) que recibe agua a presión por medio de una bomba ( B ), una turbina ( T ) y un condensador ( C ) que regresa el vapor a estado líquido.

### 6.1.5 LA TOBERA.

La tobera es un órgano fundamental de una turbina de vapor porque es donde entra el vapor de agua a alta presión para expandirse y tener una presión más baja, a medida que avanza el vapor por la tobera su velocidad aumenta.

En las turbinas de acción o impulso las toberas son fijas y están montadas sobre un bastidor, en las de reacción los espacios comprendidos entre los álabes funcionan como toberas.

La longitud de la tobera comprende tres partes que son la entrada, estrangulación y la salida (1,0,2) respectivamente. A medida que avanza el vapor la presión disminuye, la velocidad aumenta junto con el volumen. El flujo másico tiene la siguiente ecuación de continuidad:

$$A_1 V_1 / v_1 = A_2 V_2 / v_2 = A_0 V_0 / v_0 = m \quad (\text{Kg / s})$$

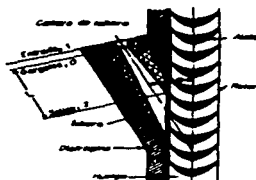
A = Area ( m<sup>2</sup> ).

V = Velocidad ( m / s ).

v = Volumen específico ( m<sup>3</sup> / Kg ).

Para calcular el área en cualquier punto despejamos así:

$$A_x = m v_x / V_x$$



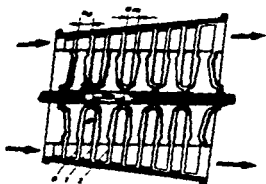
TOBERA DE UNA TURBINA DE ACCION

### 6.1.6 NUMERO DE PASOS.

En las turbinas de simple impulso la eficiencia máxima se obtiene cuando la velocidad del chorro de vapor es el doble de la velocidad relativa de los álabes que va a mover.

Para esto conviene dividir la caída de presión en varios pasos o etapas. Generalmente las primeras etapas son de impulso y las posteriores son de reacción.

En las etapas de alta presión el diámetro exterior de las ruedas y la altura de los álabes es menor, incrementándose según la caída de presión ya que el par debe ser constante para evitar esfuerzos de torsión.



ESCALONAMIENTOS EN UN ROTOR



### 6.1.7 EL CONDENSADOR

Esta situado después de la turbina y su función es recuperar el fluido evaporable así como aprovechar la expansión máxima de vapor. La clasificación de los condensadores es la siguiente:

**SUPERFICIE:** Horizontales  
Verticales

**CONTACTO DIRECTO O MESCLA:** Eyector o chorro  
**BAROMETRICO:** Paralelo  
Contraflujo

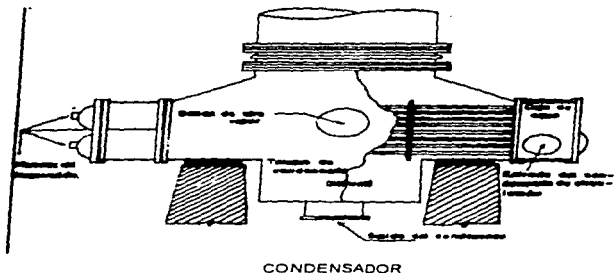
Una superficie muy grande ya que el coeficiente de transferencia de calor del aire con el metal es menor que el vapor con el metal y el agua con el metal. Para 1Kg de vapor se necesitan de 50 a 100 litros de agua, elevando se la temperatura del agua de 5 a 10°C, este condensado no puede servir para alimentación. Los condensadores modernos superan los 40 Kg de vapor por m<sup>2</sup>.

Las variables que actúan en un condensador son las siguiente:

Potencia de la turbina ( KW ).  
Vapor a condensar a plena carga ( Kg-H ).  
Calor cedido por el vapor ( Kcal / Kg ).

Dimensiones de los tubos  
Diámetro ( in ) ó ( cm ).  
Largo ( cm ).  
Calibre

Espesor (mm ).

Superficie ( m<sup>2</sup> ).

### 6.1.8 CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO.

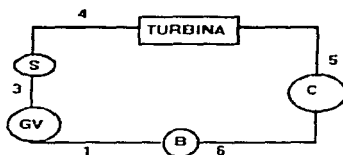
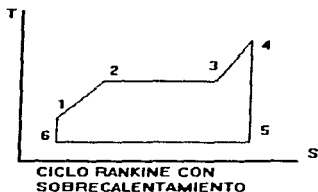
Para este tipo de ciclo se le añade al sistema un sobrecalentador después del generador de vapor y antes de la turbina. Su incorporación evita la erosión en la parte de baja presión de la turbina debido a la humedad del vapor.

$$Q_{\text{ENTRA}} = h_4 - h_1.$$

$$Q_{\text{SALE}} = h_6 - h_5.$$

$$W_{\text{TURBINA}} = h_4 - h_5.$$

$$\eta = W / Q_{\text{ENTRA}}$$



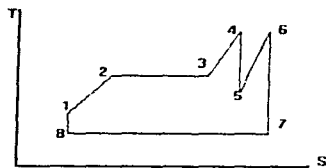
### 6.1.9 CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO.

Se opera a presiones y temperaturas muy altas, una de las ventajas que tiene es que por cada libra de vapor se obtiene más trabajo pero necesita de equipo adecuado y su operación solo es costosa para grandes potencias.

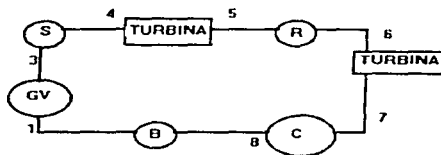
$$Q_{ENTRA} = (h_4 - h_1) + (h_6 - h_5).$$

$$Q_{SALE} = (h_8 - h_7).$$

$$W_{TURBINA} = (h_4 - h_5) + (h_6 - h_7).$$



CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO



## 6.2 TURBINAS DE GAS.

### 6.2.1. DEFINICIONES Y CLASIFICACIONES.

Las turbinas de gas son turbomáquinas térmicas que convierten la energía de un combustible en trabajo útil, ya sea en trabajo mecánico o en impulso. La región donde se realiza la combustión está en la parte exterior del motor por lo cual no es una máquina de combustión interna.

Las turbinas de gas se componen básicamente de un compresor, una cámara de combustión y una turbina.

El compresor comprime aire que al mezclarse con el combustible y ser encendidos en la cámara de combustión generan calor y gases, estos gases calientes al expandirse impulsan la turbina; una parte de la energía de la turbina es usada para mover al compresor y la otra parte es el trabajo útil.

De acuerdo con la dirección del flujo las turbinas pueden ser axiales o radiales. Las del tipo radial son para bajas potencias y de rendimiento pobre aunque son pequeñas, mientras que las axiales pueden ser de una o varias etapas.

Existen dos tipos básicos en que trabajan las turbinas de gas, a presión constante y a volumen constante.

### 6.2.2 CICLO BRAYTON TIPOS.

El ciclo Brayton es el ciclo teórico de combustión continua a presión constante.

De 1-2 el aire a presión atmosférica es comprimido adiabáticamente.

La combustión se realiza de 2-3 en la que se añade calor  $Q_1$  aumentando un poco el volumen.

La expansión 3-4 es realizada en la turbina.

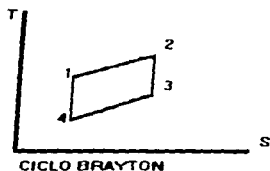
Los gases se pueden descargar al exterior o pueden ser enfriados  $Q_2$  de 4-1.

A este trabajo ideal 1-2-3-4-1 se le debe restar el requerido por el compresor 1-1'-2'-2-1.

El trabajo total de la expansión será 1'-2'-3-4-1'.

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{turbina}} - W_{\text{compresor}}$$

$$\eta_t = W_{\text{neto}} / Q_{\text{entra}}$$

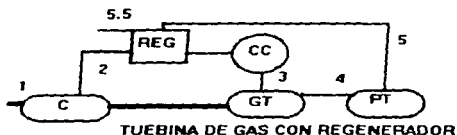


**Ciclo con regenerador.**

Para mejorar la eficiencia térmica se incluye un intercambiador de energía siendo de dos tipos el recuperador y el regenerador matriz giratorio (disco o tambor). La eficiencia de regenerador se define como:

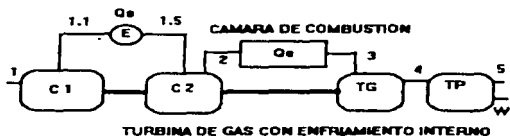
$$\eta_{\text{reg}} = \text{Transferencia de calor} / \text{Calor máximo que se puede transmitir.}$$

Con la incorporación de los intercambiadores existe una caída de presión.



**Ciclo con enfriamiento interno.**

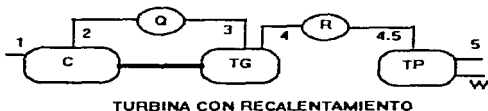
Consiste de dos compresores impulsados por la turbina, después de la primera compresión existe un enfriador para pasar después a la segunda compresión. Los intercambiadores de calor son generalmente aire a aire. En el intercambiador existe una caída de presión pero reduce el trabajo requerido para la compresión y mejora el trabajo útil de la turbina.



#### Ciclo con recalentamiento

Al agregar el recalentamiento aumenta el trabajo de la turbina sin cambiar el trabajo del compresor.

En el diagrama esquemático se muestra que la turbina de gas impulsa al compresor y la turbina de potencia crea el trabajo neto.



### 6.2.3. APLICACIONES CARACTERISTICAS.

Las aplicaciones básicas son en la generación de energía eléctrica y en la propulsión de barcos, ferrocarriles y aviones.

Los combustibles más utilizados pueden ser carbón pulverizado, aceite, petróleo, gas, gasolina, gasavión, turbosina, etc.

En la aplicación terrestre, marítima y aérea las turbinas de gas compiten con los motores de combustión interna y las turbinas de vapor. Los motores lentos pero de gran potencia compiten con los motores Diesel y con las turbinas de vapor.

El turborreactor o turbojet es utilizado para la propulsión de aviones en la que los gases de la combustión salen con gran velocidad y empuje de la turbina.

La turbohélice ha sustituido al motor de pistones en aviones pequeños. Este motor combina las ventajas del turborreactor con la eficiencia de propulsión de la hélice. Los gases impulsan a una turbina que a su vez hace girar a la hélice situada delante del motor.

En la generación eléctrica el tipo de turbina de gas utilizada dependerá del combustible disponible y de las necesidades de potencia.

### 6.2.4. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

#### a) Compresor.

Existen del tipo axial y radial, se componen básicamente de un rotor y un difusor, pueden consistir de una o varias etapas, en el rotor se encuentran los álabes que pueden ser radiales, curvados hacia adelante o curvados hacia atrás.

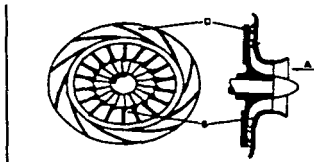
Las ventajas del compresor axial contra el radial son las siguientes:

1. Área frontal más reducida.
2. Dirección de flujo y descarga más adecuadas en etapas múltiples.
3. Eficiencia elevada para altas presiones.



Las ventajas del radial contra el axial son :

1. Relación más elevada de presiones en la etapa.
2. Sencillez y robustez en la construcción.
3. Menos problemas de polvo en los álabes.
4. Menor longitud para la misma presión.
5. Conveniente cuando se tiene un intercambiador de calor.



COMPRESOR CENTRIFUGO

b) Cámara de combustión.

Su forma es tubular, en una extremo entra el aire que viene del compresor y por el otro salen los gases producto de la combustión.

Las necesidades para una cámara de combustión son las siguientes:

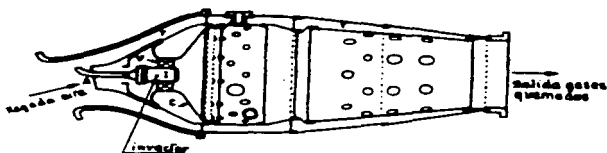
1. La combustión debe hacerse en un espacio lo más reducido posible.
2. Caída mínima de presión.
3. Eficiencia regular a todo tipo de condiciones.
4. Confiabilidad.
5. Distribución uniforme de temperatura.

Se compone de tres zonas ejemplificadas en la figura zona difusora, zona primaria y zona secundaria. La zona difusora es una transición del compresor con la cámara de combustión, en la primaria es inyectado el combustible y tiene lugar el encendido, y en la zona secundaria salen los gases hacia la turbina.

Las turbinas de gas cuentan con tres tipos de cámaras de combustión: de recipiente, anular y una combinación de los dos.

Las cámaras del tipo recipiente son utilizadas cuando existen compresores radiales o centrifugos, tienen buena resistencia estructural y bajo peso.

Las cámaras tipo anular esta formada por una o dos envolturas continuas, tiene la ventaja de aprovechar mejor el espacio.



CAMARA DE COMBUSTION

### c) Turbinas.

Pueden ser axiales o radiales y están constituidas por un rotor y un distribuidor. Las turbinas axiales son de acción o reacción. En las primeras transforma la energía de presión de los gases en energía cinética en el distribuidor.

Los álabes deben tener gran resistencia por la fuerza centrífuga y a las altas temperaturas por lo que algunos álabes son refrigerados.

Los métodos más comunes en el enfriamiento de las turbinas son por convección, por impacto, por película y por transpiración siendo el aire el más común refrigerante aunque también se utiliza refrigerante líquido en instalaciones fijas.

d) MOTOR DE ARRANQUE.

Imprime la fuerza al rotor del compresor para alcanzar una compresión suficiente del aire que se dirige a la cámara de combustión. Para el arranque se usa generalmente un motor eléctrico.

e) IGNITOR.

Se encuentra en la cámara de combustión y sirve para encender la mezcla en la puesta en marcha.

### 6.2.5. TRABAJO UTIL.

El trabajo útil de una turbina es la energía que realmente es aprovechada, lógicamente este es menor que el calor que entra, gran parte de la energía es ocupada por el compresor y la relación del trabajo útil o neto con el calor que entra nos da la eficiencia de la turbina. Con la adición de interenfriador, recalentamiento y regeneración aumenta el trabajo útil y consecuentemente la eficiencia.

$$\eta_t = W_{\text{NETO}} / Q$$

$$W_{\text{NETO}} = W_{\text{TURBINA}} - W_{\text{COMPRESOR}}$$

$$W_{\text{TURBINA}} = {}_3W_5 (h_3 - h_5).$$

$$W_{\text{COMPRESOR}} = {}_1W_3 (h_1 - h_2).$$

En un sistema complejo que cuenta con interenfriador, regenerador y recalentamiento el trabajo útil o neto no los da la turbina de potencia.

## CAPITULO 7

### TURBOMAQUINAS TERMICAS GENERATRICES

**OBJETIVO:** FAMILIARIZAR AL ESTUDIANTE CON LOS PRINCIPIOS DE OPERACION Y CARACTERISTICAS DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE COMPRESORES Y TURBOSOPLADORES. Y SU SELECCION.

#### 7.1 CLASIFICACION Y APLICACIONES.

Una división muy general de las máquinas térmicas, esta basada en la manera como se efectúa la reacción de los combustibles. A grandes rasgos las máquinas térmicas pueden dividirse en máquinas de reacción interna y máquinas de reacción externa. Otra clasificación de las máquinas térmicas esta basada más bien en el tipo de funcionamiento, sin importar si la combustión se hace dentro o fuera de la máquina.

#### TURBOCOMPRESORES.

Las turbomáquinas térmicas generadoras sirven para comprimir gas y se pueden dividir en soplantes y turbocompresores.

Turbocompresores: Soplantes.

Turbosoplantes.

Los soplantes o turbosoplantes son máquinas para comprimir gases en la que la relación de compresión es mayor que 0,1 y menor que 2,5 a 3,0 y que no tienen refrigeración incorporada y son, no siempre, generalmente de un escalonamiento. Así por ejemplo, los convertidores de los altos hornos, el compresor tiene que impulsar el aire a una presión equivalente a la resistencia de la conducción más la resistencia de la colada. La relación de compresión necesaria es de 3.

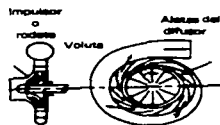
Los turbocompresores son máquinas para comprimir gases en las que la relación de compresión es mayor, y como consecuencia tienen refrigeración incorporada. A no ser que sea una turbina de gas. Es claro que el límite en la relación de compresión es convencional.

Tanto los turbosoplantes como los turbocompresores pueden ser radiales, diagonales (semiaxiales o de flujo mixto) y axiales.

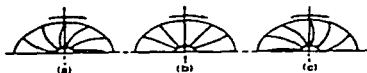
Así por ejemplo, el suministro de aire a una mina requiere presiones de 6 a 7 bar. Al aumentar la relación de compresión aumenta la temperatura del aire y entonces es necesaria la refrigeración.

## 7.2 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

Las siguientes figuras muestran los elementos constitutivos más importantes del compresor centrífugo. Al entrar al compresor el fluido encuentra primero el inductor, que es la parte de los álabes cuyo fin es cambiar el sentido de flujo, suavemente de axial a radial. La parte radial de los álabes es el impulsor. Saliendo del impulsor, el gas entra al difusor radial cuyo propósito es reducir la velocidad y aumentar la presión estática. Al salir del difusor se conecta en la voluta donde pasa al conducto de presión. Es posible además tener álabes fijos en la succión para impartir una prerrotación al gas. Un compresor centrífugo puede tener álabes con curvatura hacia adelante o hacia atrás.



ELEMENTOS PRINCIPALES DEL COMPRESOR CENTRIFUGO.



CURVATURA DE LOS ALABES

a) curvatura hacia adelante, b) rectos, c) curvatura hacia atrás.

### 7.3 CALCULOS TEORICOS.

Las figuras a y b dan los estados existentes dentro del compresor. En la figura a se ha trazado la trayectoria de estados estáticos del fluido entre la entradas de la máquina ( I ) y su salida ( II ). En la figura b se indican esquemáticamente las variaciones de velocidad, temperatura y presión (totales y estáticas) en la máquina. El punto I está a la entrada de la máquina, 1 en la entrada del rodete, 2 en la salida del rodete, II en la salida de la máquina, se ha supuesto que la velocidad es despreciable en el punto I. En la embocadura entre los puntos I y 1 hay una aceleración del fluido acompañada de una caída de la presión y temperatura. La caída de la presión total entre estos puntos se debe a los efectos de fricción. En un proceso adiabático de un gas perfecto, la temperatura total queda constante en la embocadura.

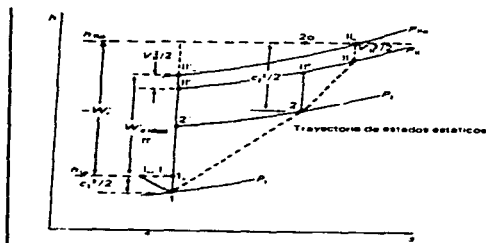


FIGURA A DIAGRAMA DE MOLIERE DEL COMPRESOR CENTRIFUGO

Al pasar el fluido por el rodete entre 1 y 2 todas las variables aumentan su valor. En la difusión entre 2 y 3, que abarca el difusor radial, voluta y el difusor cónico, se produce una desaceleración acompañada de aumentos en la temperatura y presión estática.

La presión total cae por los efectos de fricción y la temperatura total queda constante en un proceso adiabático de un gas perfecto.

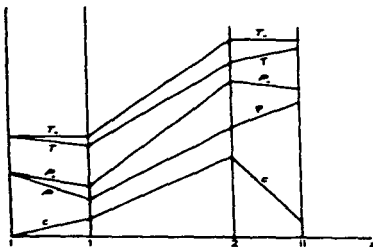


FIGURA B  
CAMBIO DE CONDICIONES DENTRO DEL COMPRESOR.

Para simplificar el análisis se desprecian los efectos del gasto de recirculación, y se ponen iguales el trabajo específico del rodete y el trabajo específico de la máquina. Entonces:

$$-We = h_{110} - h_{10} = h_{20} - h_{10} \dots\dots\dots (1)$$

Para la compresión de un gas perfecto se sabe que:

$$-W'e = \frac{KR}{K-1} (T_{H0} - T_{I0}) = \frac{KR}{K-1} (T_{20} - T_{I0}) \dots\dots\dots (2)$$

Cuando la entrada al rodete ocurre sin prerrotación ( $c_{1t} = 0$  y  $\alpha = 0$ ) la ecuación de Euler da:

$$-We = U_2 C_{2t} = U_2 (U_2 C_{2m} \cot \beta_2) = \mu U_2 (U_2 - C_{2m} \cot \beta_2') \dots\dots\dots (3)$$

en que  $\mu$  es el factor de deslizamiento. Es conveniente expresar esta relación en forma adimensional mediante el coeficiente de carga y velocidad:

$$\Psi = (-We') / (U_2^2) = (1 - \phi_2 \cot \beta_2) = \mu (1 - \phi_2 \cot \beta_2') \dots\dots\dots (4)$$

se elimina el trabajo específico mediante la ec. 2

$$T_{H0} - T_{I0} = T_{20} - T_{I0} = \mu (K-1) \mu_2^2 (1 - \phi_2 \cot \beta_2') \dots\dots\dots (5)$$

KR

Se puede introducir la eficiencia total-a-total de la máquina

$$\eta_R = \frac{h'_{H0} - T_{I0}}{T_{H0} - T_{I0}} \dots\dots\dots (6)$$

de donde:

$$T_{H0} - T_{I0} = \frac{T_{I0}}{\eta_R} \left[ \left( \frac{P_{In}}{P_{I0}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \dots\dots\dots (7)$$

se puede definir una eficiencia total-a-total del rodete subíndice r:



$$\eta_{nr} = \frac{h'_{20} - h_{10}}{h_{20} - h_{10}} = \frac{T'_{20} - T_{10}}{T_{20} - T_{10}} \dots\dots\dots(8)$$

referente al diagrama de las variaciones de estado de la máquina se nota que:

$$\frac{R_{20}}{P_{10}} > \frac{P_{20}}{P_{10}}$$

se define a la eficiencia adiabática del proceso de difusión en el difusor radial, voluta y difusor cónico como:

$$\eta = \frac{h_{1r} - h_2}{h_{1r} - h_2} = \frac{T_2'' - T_2}{T_{1r} - T_2}$$

en que  $T_{1r}$  es la temperatura estática alcanzada en una difusión isentrópica entre la presión  $P_2$  y la presión  $P_{1r}$ .

El factor de deslizamiento según slantitz es:

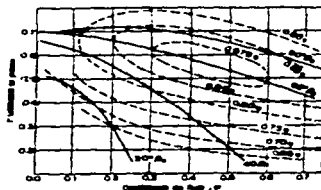
$$\mu = 1 - \frac{2}{Z}$$

Z es el número de álabes.

#### 7.4 CURVAS CARACTERISTICAS, SELECCION.

La siguiente figura muestra el diagrama de funcionamiento ideal de un rodete radial de álabes curvados hacia atrás. Las absisas representan la capacidad en términos del coeficiente de flujo  $\phi$ , el cual se define como la relación de la velocidad de entrada axial con la velocidad en la punta del rodete.

La velocidad de entrada axial corresponde con un número de Mach de 0.2 y rara vez excede 0.4. El valor óptimo de  $\phi$  es 0.3 y varía entre 0.15 y 0.40. Las ordenadas de la siguiente figura representan el coeficiente de presión  $q_{ad}$ .



CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO.

$$q_{ad} = \frac{L_{ad}}{U^2} \dots \dots \dots (1)$$

$L_{ad}$  = carga abática, expresada en pies.

$U$  = velocidad en la punta del rodete.

En la figura b, las líneas correspondientes negativas representan valores constantes de  $q_{ad}$ , que pueden determinarse por la ec.1 y otras aplicables.

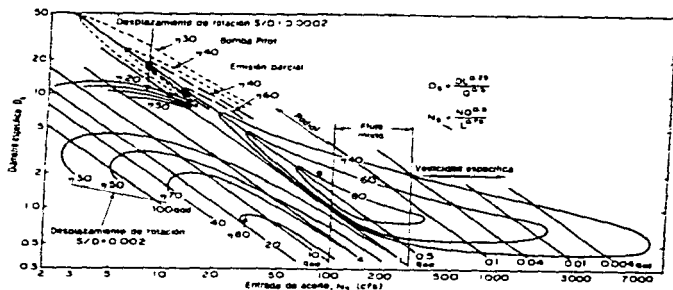


DIAGRAMA DE FUNCIONAMIENTO DE UN TURBOCOMPRESOR.

$$q_{ad} = 11.750 / N_s^2, D_s^2.$$

$$q_{ad} = 1.7 \times 10^{-6} L_{ad} / N_s^2.$$

$$\text{Velocidad específica } N_s = N Q^{0.5} / L_{ad}^{0.75}.$$

$$\text{Diámetro específico} = D L_{ad} \times 0.25 / Q^{0.5}.$$

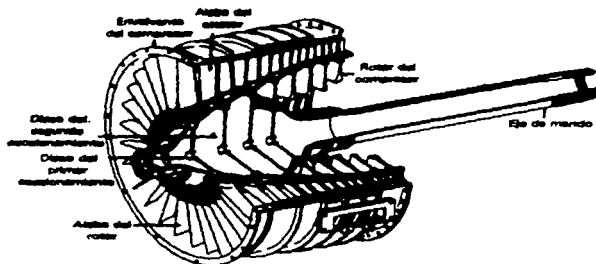
El intervalo de funcionamiento óptimo está en la región determinada por las líneas correspondientes  $q_{ad}$  a 0.7 y 0.4. Cuando el valor se sale de esta región se requiere de un compresor axial.

Las dos coordenadas que son la velocidad específica  $N_s$ , y el diámetro específico  $D_s$ , se utiliza para optimizar la geometría de cualquier turbomáquina.

Cuando se conoce el régimen de flujo y la carga, en combinación con la figura b, se determinan las velocidades periféricas del rodets.

## 7.5 TURBOCOMPRESORES DE FLUJO AXIAL.

El compresor axial de un motor de reacción cuenta con varios escalonamientos en serie, los álabes móviles conectados al cubo se alinean con los álabes fijos conectados a la carcasa. Se llama al conjunto de álabes móviles el rotor y al conjunto de álabes fijos el estator. El cubo está construido de tambores separados por discos a los cuales se conectan los álabes móviles, la longitud de los álabes disminuye entre la entrada y la salida porque el aumento de la densidad del fluido hace necesario reducir el área de flujo para mantener constante la componente axial de la velocidad. Esta reducción del área se logra por el aumento del radio del cubo, como se muestra en la figura o por reducción del diámetro de la carcasa, o por la combinación de ambas.



COMPRESOR AXIAL.

La máquina axial se identifica como una máquina de carga baja y normalmente tiene un coeficiente de presión inferior a 0.3 y una velocidad específica superior a 300.

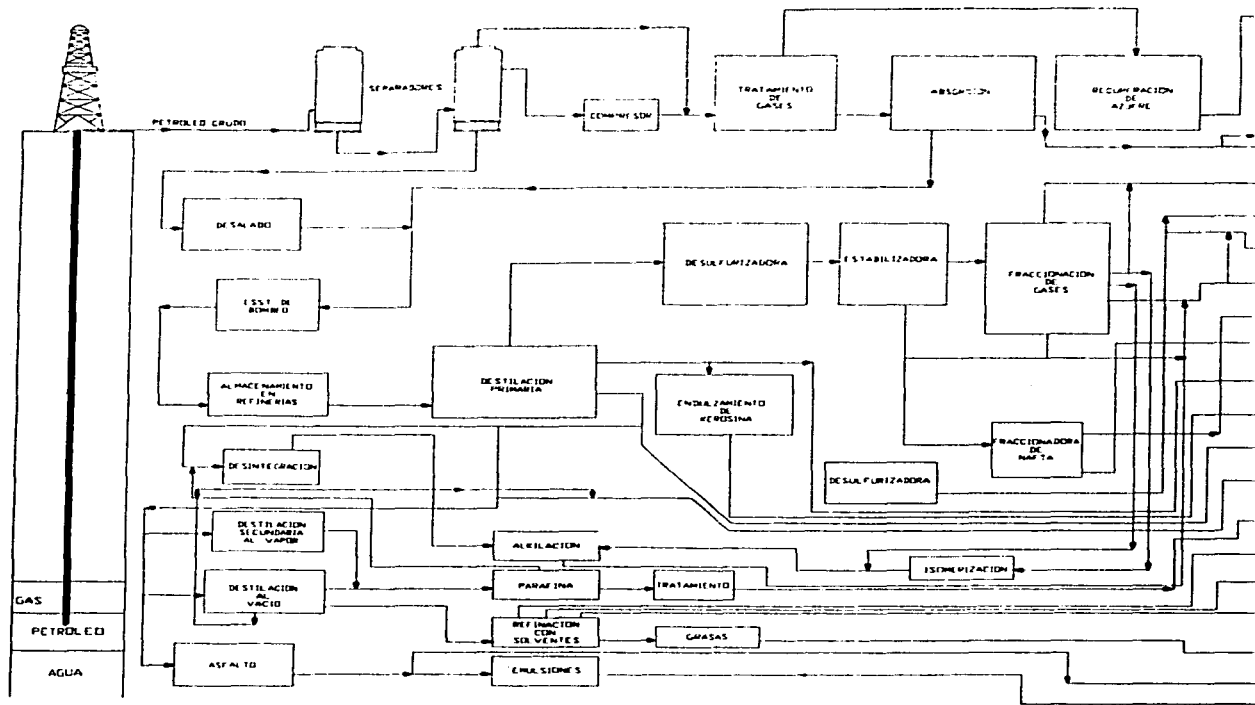
## CAPITULO 8

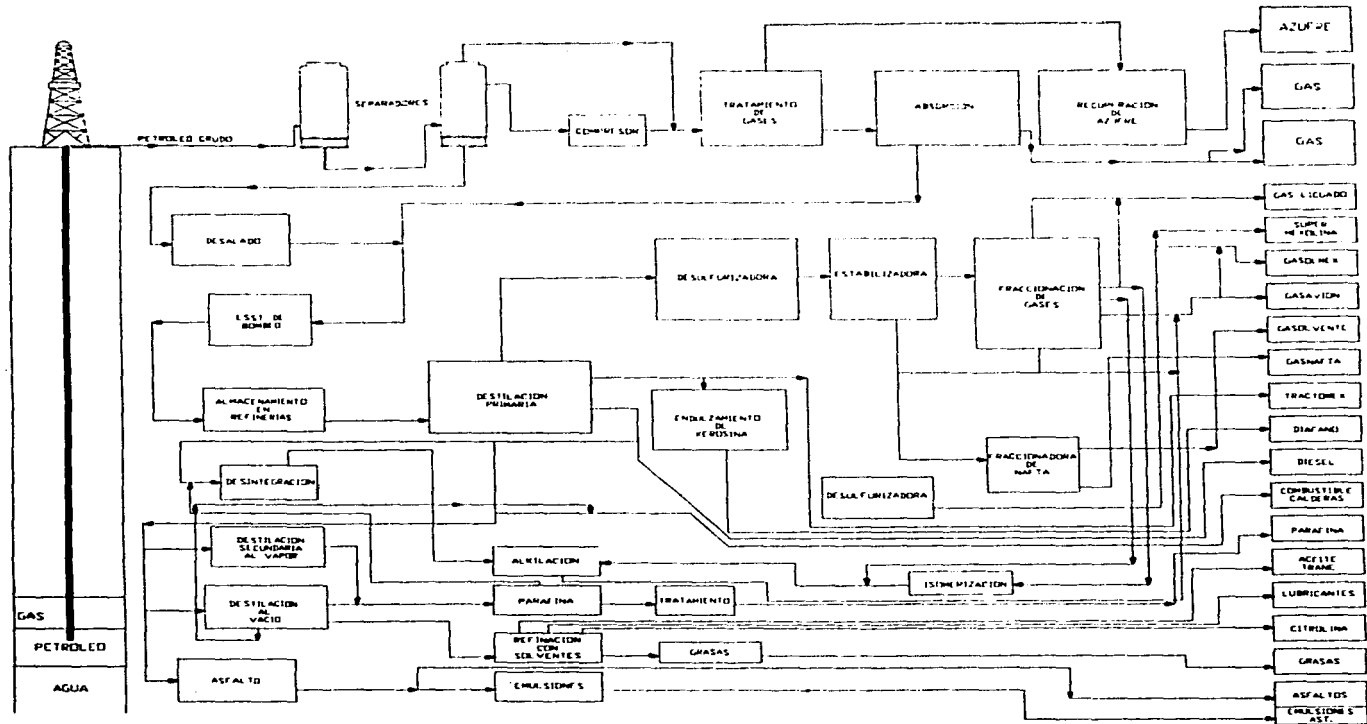
LAS TURBOMAQUINAS INTEGRADAS A LAS PLANTAS INDUSTRIALES  
Y PLANTAS GENERADORAS DE ENERGIA.

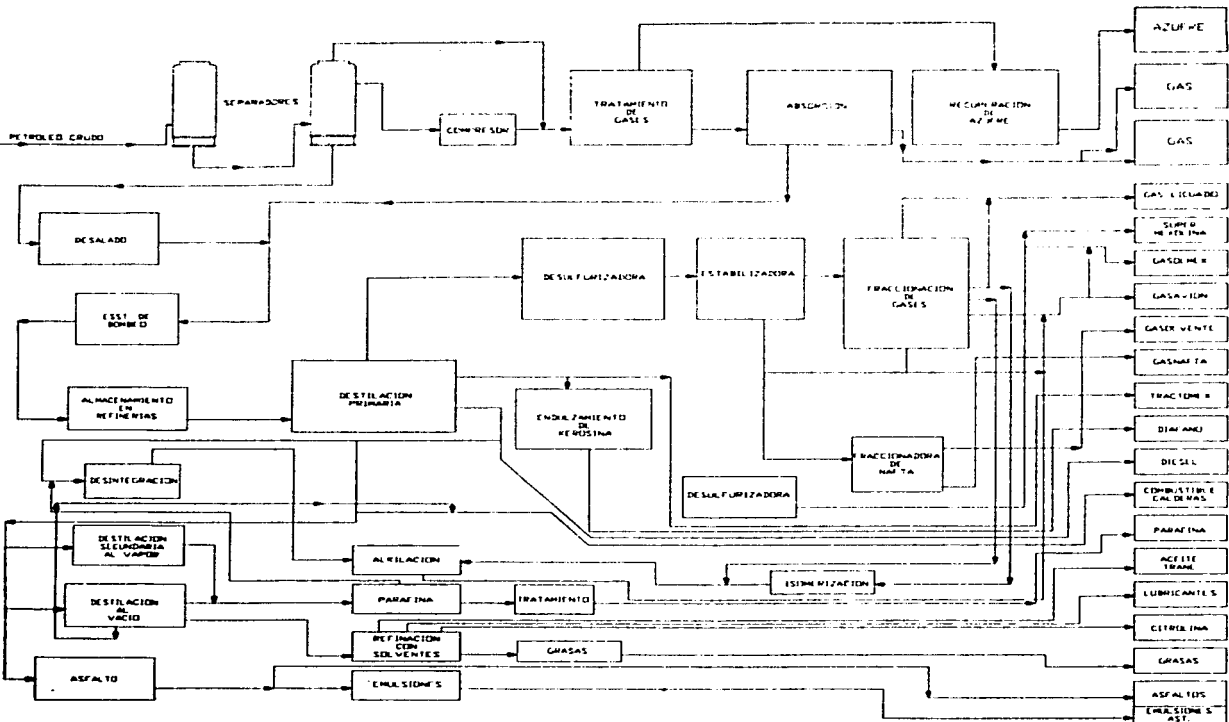
## OBJETIVO:

OFRECER AL ESTUDIANTE LA APLICACION DE LAS TURBOMAQUINAS EN LAS PLANTAS INDUSTRIALES Y PLANTAS GENERADORAS DE ENERGIA.

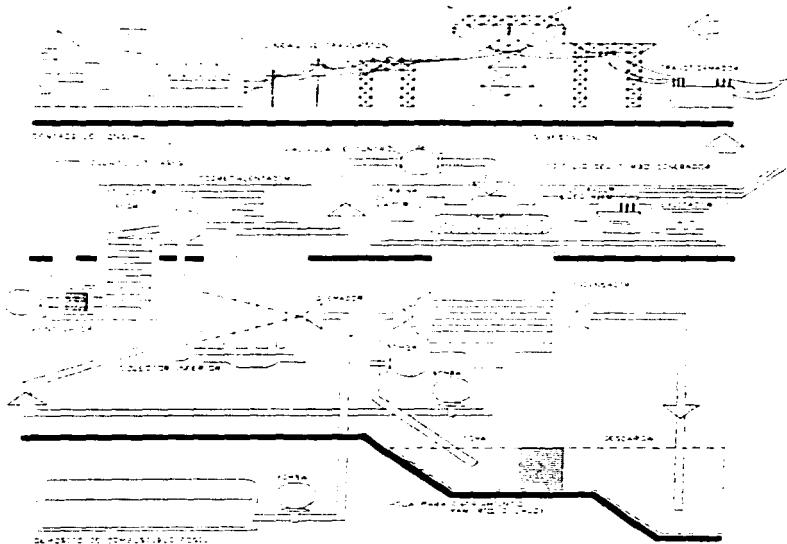
INTRODUCCION: El siguiente capitulo proporciona el plano de un sistema de extraccción de petróleo y el procesod e refinación del mismo. también se incluye un breve bosquejo de una planta generadora de energia eléctrica, una planta termoeléctrica y una planta hidroeléctrica, no incluyendo expicación de estos con el fin de que el alumno identifiqúe las turbomáquinas empleadas con ayuda de su profesor.











DEPARTAMENTO DE COMPLEMENTOS FOSIL

DIAGRAMA DE UNA CENTRAL TERMoeLECTRICA

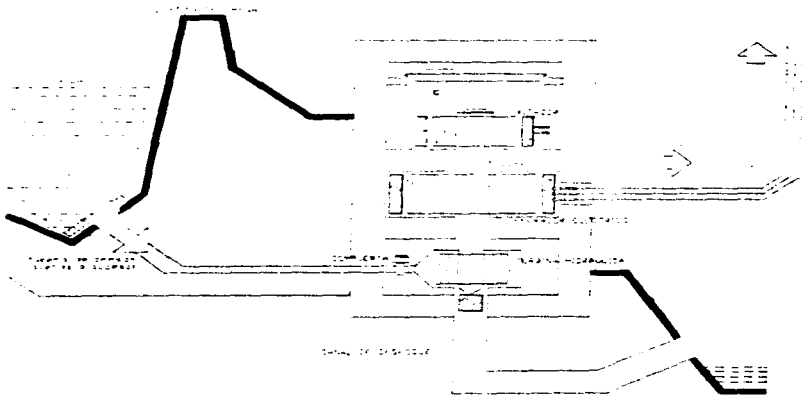
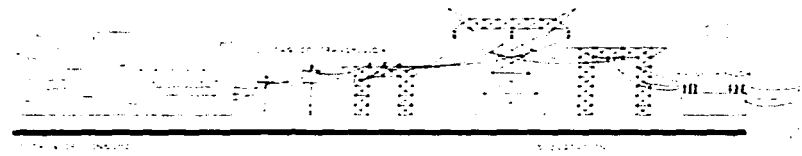


DIAGRAM DE UNE CENTRAL HYDROELECTRICAL

## EJEMPLOS

1.- Una bomba de agua que proporciona un caudal de  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$ , tiene una tubería de aspiración de  $400 \text{ mm}$  y una de impulsión de  $375 \text{ mm}$ . El vacuómetro conectado en la tubería de aspiración situado  $80 \text{ mm}$  por debajo del eje de la máquina marca una depresión de  $2 \text{ m}$  de columna de agua y el manómetro situado  $500 \text{ mm}$  por encima del eje de la bomba marca una sobrepresión de  $12 \text{ m}$  de columna de agua.

Calcular la altura útil de la bomba.

Datos:

$$Q = 1200 \text{ m}^3/\text{h} \quad \phi_{\text{as}} = 0.400 \text{ m} \quad \phi_{\text{os}} = 0.375 \text{ m} \quad Z_{\text{s}} = 0.5 \text{ m} \quad Z_{\text{e}} = 0.08 \text{ m}$$

$$(P_{\text{s}} / \rho g) = 12 \text{ m} \quad (P_{\text{e}} / \rho g) = 2 \text{ m}$$

$$H = [ ((P_{\text{s}} - P_{\text{e}}) / (\rho g)) + Z_{\text{s}} - Z_{\text{e}} + ((V_{\text{s}}^2 - V_{\text{e}}^2) / (2g)) ]$$

$$Q = ((1200 \text{ m}^3/\text{h}) \times (1 \text{ h} / 3600 \text{ s})) = 0.333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{\text{s}} = (4Q / \pi D_{\text{s}}^2) = ((4 \cdot 0.333 \text{ m}^3/\text{s}) / (\pi \cdot 0.375^2)) = 3.0180 \text{ m/s}$$

$$(V_{\text{s}}^2 / 2g) = (3.0180 \text{ m/s}^2 / 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2) = 0.4643 \text{ m}$$

$$V_{\text{e}} = (4Q / \pi D_{\text{e}}^2) = ((4 \cdot 0.333 \text{ m}^3/\text{s}) / (\pi \cdot 0.400^2)) = 2.6526 \text{ m/s}$$

$$(V_{\text{e}}^2 / 2g) = (2.6526 \text{ m/s}^2 / 2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2) = 0.3586 \text{ m}$$

Substituyendo las alturas dinámicas:

$$H = (12 + 2) + (0.5 - 0.08) + (0.4643 - 0.3586) = 14.5257 \text{ m}$$

2.- Una bomba centrífuga en que no se consideran las pérdidas ni se tiene en cuenta el estrechamiento del flujo producido por el espesor de los álabes, tiene las siguientes dimensiones:  $D_1 = 75 \text{ mm}$ ;  $D_2 = 300 \text{ mm}$ ;  $b_1 = b_2 = 50 \text{ mm}$ ;  $\beta_1 = 45^\circ$   $\beta_2 = 60^\circ$ . La entrada en los álabes es radial. La bomba gira a 500 rpm. El fluido bombeado es agua.

Calcular:

- el caudal.
- la altura que da la bomba.
- el par transmitido por el rodete al fluido.
- la potencia de accionamiento

a) El caudal de una bomba es el mismo en cualquier sección de la bomba. La sección de entrada en los álabes del rodete es la superficie lateral de un cilindro, si no se tiene en cuenta el espesor de los álabes, y la velocidad normal a dicha sección es la componente radial  $c_{1m} = c_1$ , es decir:

$$Q = \pi b_1 D_1 c_{1m}$$



El espesor de los álabes se tendría en cuenta por un coeficiente de obstrucción a la entrada  $\tau < 1$  de manera que:

$$Q = \tau_1 \pi b_1 D_1 c_{1m} \quad (1)$$

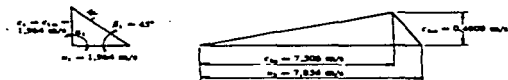
donde  $\tau = 1$

de igual manera a la salida solo cambiando los subíndices 1 por 2.

Triángulo de velocidades a la entrada.

$$U_1 = (\pi D_1 n / 60) = (\pi \cdot 0.075 \text{ m} \cdot 500 \text{ r.p.m.} / 60 \text{ s}) = 1.964 \text{ m/s}$$

$$c_{1m} = c_1 = u_1 \operatorname{tg} 45^\circ = u_1 = 1.964 \text{ m/s}$$



sustituyendo en 1:

$$Q = \pi \cdot 0.50 \text{ m} \cdot 0.075 \text{ m} \cdot 1.964 \text{ m/s} = 0.0231 \text{ m}^3/\text{s}$$

b) la altura que da la bomba.

Como no hay pérdidas  $H_{r, \text{int}} = 0$

y como la entrada en los álabes es radial  $c_{1U} = 0$

$$H = H_U = (u_2 c_{2U} - u_1 c_{1U} / g) = u_2 c_{2U} / g$$

Triángulo de velocidades a la salida:

$$Q = \pi b_2 D_2 c_{2m} = \pi b_1 D_1 c_{1m}$$

Despejando  $c_{2m}$  y eliminando  $\pi$ :

$$c_{2m} = \left( \left( b_1 D_1 / b_2 D_2 \right) \cdot c_{1m} \right) = \left( \left( 50 \cdot 75 \right) / \left( 50 \cdot 300 \right) \right) \cdot 1.964 \text{ m/s} = 0.491 \text{ m/s}$$

$$u_1 = \left( D_2 / D_1 \right) \cdot u_1 = \left( 300 / 75 \right) \cdot 1.964 \text{ m/s} = 7.854 \text{ m/s}$$

donde:

$$c_{2u} = u_2 - \left( c_{2m} / \operatorname{tg} \beta_2 \right) = 7.854 \text{ m/s} - \left( 0.491 \text{ m/s} / \operatorname{tg} 60^\circ \right) = 7.506 \text{ m/s}$$

$$H_u = H = u_2 c_{2u} / g = 6.061 \text{ m}$$

c) el par transmitido por el rodete al fluido viene dado por:

$$M = Q \rho \left( r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u} \right) = 0.0231 \cdot 1000 \cdot 0.15 \cdot 7.506 = 6.061 \text{ m}$$

d) la potencia de accionamiento:

$$P_a = P = Q \rho g H = 0.0231 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1000 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 6.061 \text{ m} = 1373.48 \text{ W}$$

3.-Una bomba centrífuga radial de agua esta diseñada para girar a 1.450 rpm y para entrada radial en los álabes del rodete. El caudal en el punto nominal ( rendimiento óptimo ) es de 160.000 l/h. De esta bomba se conocen las siguientes características geométricas:

Relación de diámetros de salida y de entrada de los álabes  $D_2 / D_1 = 2$ . Diámetro exterior del rodete  $D_2 = 300$  mm, ancho a la salida del rodete  $b_2 = 20$  mm. Angulo de los álabes a la salida  $\beta_2 = 45^\circ$ . Se sabe además que para el punto de óptimo rendimiento:

Rendimiento hidráulico 80 %.

Rendimiento volumétrico 90%.

Rendimiento mecánico 85%.

Se despreciará el espesor de los álabes. La bomba se ha diseñado para que la componente radial de la velocidad absoluta a la entrada y salida de los álabes sea cte. Las tuberías de aspiración e impulsión de la bomba son iguales y los ejes de las bridas de entrada y salida de la bomba se hayan a la misma cota. El manómetro conectado a la entrada de la bomba marca una presión absoluta de 305 torr cuando el caudal es el arriba indicado.

Calcular:

- ángulo de entrada en los álabes, velocidades  $u_2$  y  $u_1$ , velocidad  $c_2$ , componente radial de la velocidad absoluta a la entrada y salida de los álabes, ángulo de los álabes a la entrada de la corona directriz de que está provista la bomba;
- altura de Euler y altura útil,
- potencia interna de la bomba,
- potencia de accionamiento,
- alturas de presión y dinámica del rodete y grado de reacción de la bomba,
- presión absoluta del agua a la salida de la bomba.

a) el caudal de la bomba es:

$$Q = (160\,000 \text{ l/h}) (1 \text{ h} / 3600 \text{ s}) (1 \text{ m}^3 / 1000 \text{ l}) = 0.0444 \text{ m}^3 / \text{s}$$

El caudal bombeado por el rodete es:

$$Q + q_e + q_s = Q / \eta_v$$

$$c_1 = c_{1m} = c_{2m} = Q / \pi D_2 b_2 \eta_v = .0444 \text{ m}^3 / \text{s} / \pi \cdot 0.3 \text{ m} \cdot 0.02 \text{ m} \cdot 0.9 = 2.62 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = \pi \cdot 0.3 \cdot 1.450 / 60 = 22.777 \text{ m/s}$$

$$u_1 = (D_1 / D_2) u_2 = 11.388 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = \text{arc tg} (c_{1m} / u_1) = 12^\circ 96'$$



$$c_{2u} = u_2 - (c_{2m} / \text{tg} \beta_2) = u_2 - c_{2m} = 20.157 \text{ m/s}$$

$$c_2 = c_{2u}^2 + c_{2m}^2 = 20.326 \text{ m/s}$$

En el triángulo de velocidad de salida:

$$\alpha_2 = \text{arc tg} (c_{2m} / c_{2u}) = 7^\circ 41'$$

b) la altura de Euler o altura teórica donde  $u_1, c_{1u} = 0$

$$H_u = U_2 c_{u2} / g = 46.799 \text{ m}$$



La altura útil será:

$$H = n_h H_u = 0.8 \cdot 46.799 \text{ M} = 37.439 \text{ m}$$

c) La potencia interna:

$$P_i = (Q + q_e + q_i) (H + H_{r,m}) \rho g$$

$$= Q \rho g \cdot H / n_h n_s = (0.444 \cdot 1000 \cdot 9.81 \cdot 37.439) / 0.9 \cdot 0.8 = 22\,648.723 \text{ W}$$

d) La potencia de accionamiento será:

$$P_a = P_i / n_m = 22\,648.723 / 0.85 = 26\,645.55 \text{ W}$$

e) altura dinámica del rodete:

$$H_d = (c_2^2 - c_1^2) / 2g = 20.708 \text{ m}$$

altura de presión del rodete:

$$H_p = H_u - H_d = 20.091 \text{ m}$$

Grado de reacción de la bomba:

$$\sigma = (H_p / H_u) \cdot 100 = 55.75 \%$$

f) la presión absoluta a la entrada de la bomba será:

$$P_e = 0.305 \text{ Torr} \cdot 13.600 \cdot 9.81 = 40.69 \text{ N} / \text{m}^2$$

siendo  $V_s^2 - V_e^2 / 2g = 0$  por que las tuberías de aspiración e impulsión de igual diámetro  
y  $Z_s - Z_e = 0$  por estar a la misma altura de la cota:

$$H = P_s - P_e / \rho g$$

$$P_s = P_e + \rho g H = 40.692 \text{ N} / \text{m}^2 + 1000 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 37.439 \text{ m} = 4.07972 \text{ bar.}$$

## VENTILADORES

1.- Que volumen ocupan 6000 kg de aire a la temperatura  $t = 15^\circ$  y presión barométrica  $P_{amb} = 735$  Torr ?.

Llamando  $m$  a la masa total del gas y multiplicando por  $m$  la ecuación:

$$V = R_a T_{amb} m / P_{amb}$$

Donde  $V$  es el volumen del gas.

$$M = 6000 \text{ kg}$$

$$T_{amb} = 273.15 + 15 = 288.15 \text{ K}$$

$$P_{amb} = 0.735 \cdot 13.600 \cdot 9.81 = 98061 \text{ Pa}$$

$$V = (289.6 \cdot 288.15 \cdot 6000) / 98061 \text{ Pa} = 5.058 \text{ m}^3$$

2.- Un ventilador centrífugo tiene paletas rectas y un ancho constante en el rodete de 600 mm. Gira a 500 r.p.m. Da un caudal de aire de ( $\rho = 1.3 \text{ Kg/m}^3$ ) de  $300 \text{ m}^3/\text{min}$ . La entrada de la velocidad absoluta en los álabes es radial  $D_2 = 650 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 600 \text{ mm}$ .

Calcular:

- los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$ ,
- la presión producida por el ventilador,
- la potencia del ventilador.

Este problema puede ser resuelto utilizando las fórmulas de las bombas por su similitud.

a) ángulos  $\beta_1$  ,  $\beta_2$

El triángulo de entrada es recto ( entrada radial  $c_{2U} = 0$  ).

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = (\pi \cdot 0.6 \cdot 500) / 60 = 15.08 \text{ m/s}$$

$$Q = \pi D_1 b_1 c_{1m}$$

despreciando el influjo del espesor de los álabes y de las pérdidas volumétricas.

$$Q = (300 \text{ m}^3 / \text{min}) (1 \text{ min} / 60 \text{ seg}) = 5 \text{ m}^3 / \text{seg}$$

$$c_{1m} = c_1 = Q / (\pi \cdot 0.6 \cdot 0.6) = 4.421 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = \arctan(c_1 / u_1) = 15.7^\circ$$

En el triángulo de velocidades a la salida:

$$u_2 = (D_2 / D_1) u_1 = 17.017 \text{ m/s}$$

siendo las paletas del ventilador rectas:

$$R_2 / \cos \beta_1 = R_1 / \cos \beta_2 \quad \cos \beta_2 = R_1 / R_2 \cos \beta_1 = 300 / 325 \cos 15.7^\circ = 0.8886$$

b) presión producida por el ventilador

De la ecuación de continuidad:

$$Q = \pi D_1 b_1 c_{1m} = \pi D_2 b_2 c_{2m}$$

despejando  $c_{2m}$  y sustituyendo

$$((600 \cdot 600) / (650 \cdot 600)) 4.421 = 4.081 \text{ m/s}$$

$$c_{2U} = u_2 - (c_{2m} / \tan \beta_2) = 17.017 - (4.081 / \tan 27.31^\circ) = 9.111 \text{ m/s}$$

- como bomba

$$H = H_U = u_2 c_{2U} / g$$

$$H = 17.017 \cdot 9.111 / 9.81 = 15.805 \text{ m columna de aire}$$

$$(\Delta p = 15.805 \cdot 1.2 \cdot 9.81 = 186 \text{ Pa})$$

-como ventilador

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_U = \rho \cdot u_2 \cdot c_{2U} = 1.2 \cdot 17.017 \cdot 9.111 = 186 \text{ Pa}$$

Potencia:

-como bomba

$$P_a = P = QgH_p$$

$$P_a = 5 \cdot 1.2 \cdot 9.81 \cdot 15.805 = 930 \text{ W}$$

-como ventilador

$$P_a = P = Q \Delta p_{tot}$$

$$P_a = 5 \cdot 186 = 930 \text{ W}$$

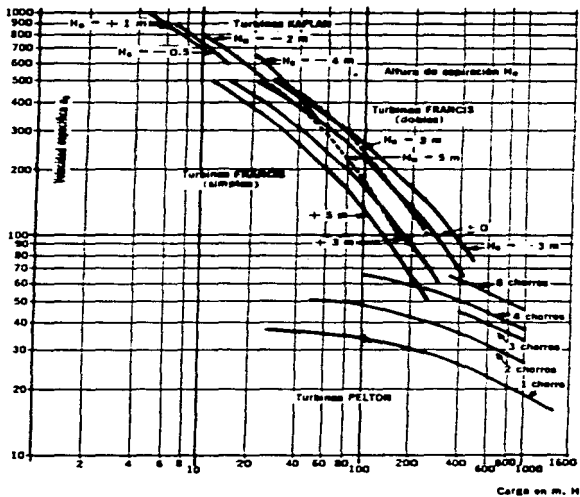


FIGURA A

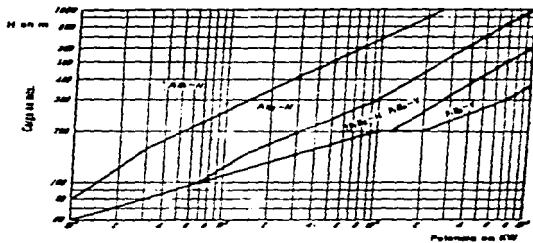


FIGURA B

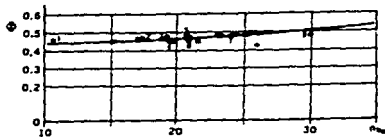


FIGURA C

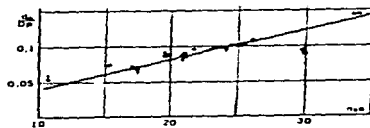


FIGURA D

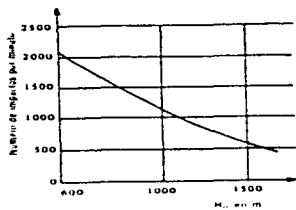


FIGURA E

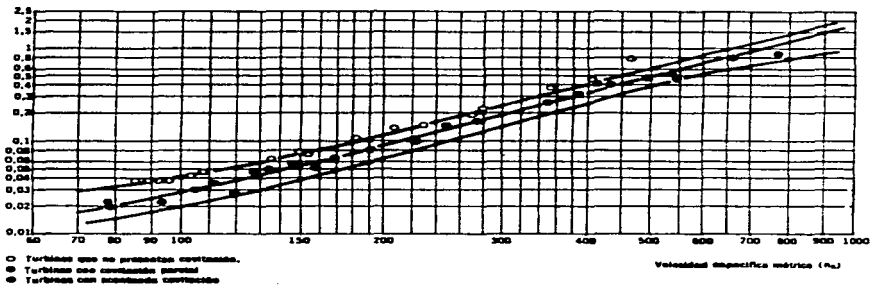


FIGURA F

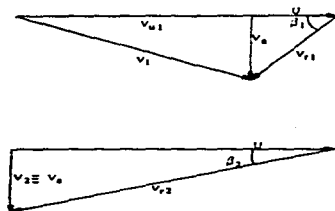


FIGURA G

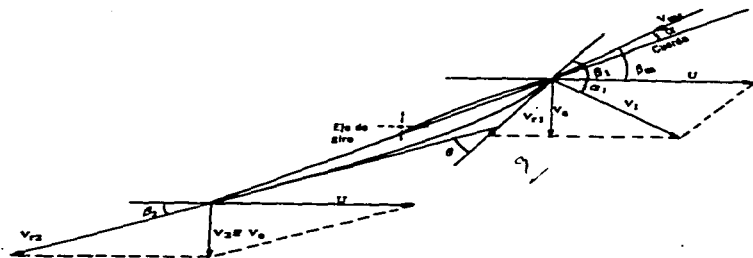


FIGURA H



## EJEMPLOS KAPLAN

1. Una turbina Kaplan de 67 700 KW , con 34 m de carga y  $225 \text{ m}^3 / \text{s}$  de caudal y un rotor de 5.7 m de diámetro.  $B = 1.88 \text{ m}$  . El diámetro ecuatorial medido a la salida del distribuidor  $D_0 = 6.15 \text{ m}$  ,  $d_c = 2.9 \text{ m}$  . Suponiendo que la velocidad absoluta de salida forma un ángulo de  $45^\circ$  y considerando  $V_a$  constante.

a ) Velocidades tangenciales del agua en el arista de ataque del rotor a distancias  $R = 1.45$  ,  $R = 2.15$  ,  $R = 2.85$

b ) El ángulo de la velocidad relativa del agua con la dirección tangencial para los tres puntos indicados. La velocidad de giro para un generador de 60 ciclos.

$$V_0 = Q / (\pi \times D_0 \times B) = 225 / (3.14 \times 6.15 \times 1.88) = 6.2 \text{ m / s}$$

$$V_0 \times R_0 = 19.05 = \text{cte.}$$

Para  $R = 1.45$

$$V_{U1} = 19.05 / 1.45 = 13.13 \text{ m / s}$$

Para  $R = 2.15$

$$V_{U1} = 8.85 \text{ m / s}$$

Para  $R = 2.85$

$$V_{U2} = 6.68 \text{ m / s}$$

b ) De las figuras F y G se tiene

$$\tan \beta_1 = V_a / U_1 - V_{U1}$$

$$V_a = Q / \pi (2.85^2 - 1.45^2) = 11.6 \text{ m / s}$$

$$\text{Para } H = 34 \quad n_s = 460$$

$$N = n_s H^{5/4} / CV^{1/2} = 124 \text{ r.p.m.}$$

$$\text{El número de polos } p = 120 \times 60 / 124 = 58$$

$$\text{Para } R = 1.45 \text{ y } N = 124$$

$$U_1 = 2\pi RN = 2 \times 3.14 \times 1.45 \times 124 / 60 = 18.8 \text{ m / s}$$

$$\text{Para } R = 2.15$$

$$U_1 = 27.9 \text{ m / s}$$

$$\text{Para } R = 2.85$$

$$U_1 = 37 \text{ m / s}$$

Por lo tanto los ángulos para los tres puntos son:

$$\text{Para } R = 1.45$$

$$\tan \beta_1 = 11.6 / (18.8 - 13.13)$$

$$\beta_1 = 64^\circ$$

$$\text{Para } R = 2.15$$

$$\beta_1 = 31^\circ$$

$$\text{Para } R = 2.85$$

$$\beta_1 = 21^\circ$$

2. En un salto de 30 m se instalan dos turbinas Kaplan de  $100 \text{ m}^3/\text{s}$  cada una.

- a ) Velocidad específica y potencia
- b ) Velocidad de giro para 60 ciclos.
- c ) Parámetro de cavitación y altura de aspiración.

$$P = 1/75 \eta \gamma QH = 1/75 \times 0.87 \times 1000 \times 100 \times 30 = 34\,800 \text{ CV}$$

Según la figura A se estima que  $n_s = 500$

$$N = n_s H^{5/4} / CV^{1/2} = 188 \text{ r.p.m.}$$

$$p = 120 \times 60 / 188 = 38.3 \text{ polos, equivalen a 40 polos}$$

Con lo que  $N = 180 \text{ r.p.m.}$

$$\text{Ajustando } n_s = N P^{1/2} / H^{5/4} = 478$$

$$\text{Para } n_s = 478 \quad \sigma = 0.55$$

### FRANCIS

1. Se van a instalar 2 turbinas de reacción de 50 000 CV cada una carga de 40 m.

- a ) Velocidad específica métrica.
- b ) Velocidad de giro a 60 ciclos
- c ) Parámetro de cavitación y altura de aspiración con  $H_{at} = 10 \text{ m}$  de agua.
- d ) Dimensiones del rotor.

a ) De la figura A se estima que  $n_s = 370$

$$b ) N = n_s H_n^{5/4} / CV^{1/2} = 165.5 \text{ r.p.m.}$$

El número de polos será  $p = 120 f / N = 120 \times 60 / 165.5 = 43.5$  ajustándose a 44

Corrigiendo  $N = 120 \times 60 / 44 = 163.44$  r.p.m

Corrigiendo  $n_s = 163.5 \times 50 \ 000^{1/2} / 40^{5/4} = 364$

c ) De acuerdo a la figura F  $n_s = 364$   $\sigma = 0.35$

$H_s = H_{st} - \sigma H_n = 10 - 0.35 \times 40 = -4$  m

d ) Los diámetros  $D_1$  y  $D_2$  se calculan con los coeficientes de velocidad  $\phi_1, \phi_2$  dados en la figura 412 en función de  $n_s = 364$

$\phi_1 = 0.78$  .  $D_1 = \phi_1 (2gH)^{1/2} / \pi N = 2.55$  m

$\phi_2 = 1.18$  .  $D_2 = 3.86$  m

De acuerdo a la figura H

$B / D_1 = 0.34$  ,  $B = 0.34 \times 2.55 = 0.87$  m

2.- Para un caudal de  $200 \text{ m}^3 / \text{s}$  y de 25 m de carga.

a ) Velocidad específica.

b ) Velocidad de giro para 60 ciclos.

c ) Coeficiente de cavitación y altura de aspiración.

a ) Calculamos la potencia

$P = 1/75 \eta \gamma Q h_n = 1/75 \times 0.87 \times 1000 \times 200 \times 25 = 580 \ 000$  CV

De acuerdo a esta potencia y para bajar costos de construcción podemos utilizar seis turbinas Francis de 96 600 CV .

De la figura A tenemos que  $n_s = 70$  para 250 m.

b) La velocidad de giro  $N = n_s H_n^{5/4} / P^{1/2} = 234$  r p m.

Ajustando 234 a 225  $p = 120 f / N = 120 \times 60 / 225 = 32$  polos

Corrigiendo  $n_s = N P^{1/2} / H^{5/4} = 70.4$

c) En la figura F se tiene para  $n_s = 70.4$ ,  $\sigma = 0.03$

$H_s = 10 - 0.03 \times 250 = 2.5$  m

## TURBINAS DE GAS

1. Una turbina ideal de gas tiene una relación de presiones de 4.1 y gasta 22.7 Kg de aire por segundo. La presión y la temperatura de entrada son 1029 Kg / cm<sup>2</sup> y 21.1°C respectivamente. El  $c_p$  del aire es 0.24 y  $k = 1.4$ . La temperatura máxima es 815.5 °C.

- A ) Rendimiento del ciclo.  
 B ) El trabajo resultante por segundo.  
 C ) La potencia teórica.

$$A) e = 1 - 1 / 4^{(k-1)/k} = 1 - 1 / 4^{0.4/1.4} = 0.3275 \quad . \quad 32.75\%$$

B ) Trabajo resultante = suma algebraica de los trabajos del compresor y de la turbina

$$W / J = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 = -34.33 + 85.5 = 51.2 \text{ Cal / Kg.}$$

$$W = 51.2 \times 22.7 \times 426 = 495\,114 \text{ Kg. m / s.}$$

$$C) \text{ Potencia} = 495\,114 / 76 = 6514$$

2. Una turbina ideal con regeneración tiene una relación de presión 4:1 y consume 22.7 Kg de aire por segundo. La temperatura es de 21.1°C y 1.029 Kg / cm<sup>2</sup> a la entrada.  $C_p = 0.24$ ,  $k = 1.4$ , la temperatura máxima es de 815.5 °C.

- a ) Rendimiento del ciclo.  
 b ) Trabajo neto por segundo.  
 c ) Potencia teórica.

a )

$$T_1 = 294 \text{ °K}$$

$$T_3 = 1088 \text{ °K}$$

$$P_2 / P_1 = 4$$

$$e_r = 1 - (T_1 / T_3) \times 4^{0.286} = 0.598 \quad . \quad 59.8\%$$

$$b) \text{ Trabajo neto} = 51.2 \text{ Kcal / Kg} = 495 \text{ 114 Kg m / s}$$

$$c) \text{ Potencia} = 495 \text{ 114 / 76} = 6514 \text{ HP}$$

## TURBINAS DE VAPOR

- a) Diseñar una tobera ideal para 1 Kg de vapor por segundo. El vapor esta inicialmente seco y a una presión absoluta de 10.5 kg/cm<sup>2</sup>, siendo la presión absoluta final de 1.03 Kg/cm<sup>2</sup>.
- b) Idealmente, ¿Cual sería la potencia en HP comunicada al rodete?
- c) ¿Cual es el consumo teórico del vapor en Kg por HP-hora?

SOLUCION:

$$P_1 = 10.5 \text{ Kg/cm}^2 = \text{PRESION}$$

$$P_2 = 1.03$$

$$P_0 = 6.09$$

Según tablas:

$$h_1 = 668 \text{ Kcal/Kg} = \text{ENTALPIA}$$

$$h_2 = 574$$

$$h_0 = 644$$

$$v_1 = 0.188 \text{ m}^3/\text{Kg} = \text{VOLUMEN ESPECIFICO}$$

$$v_2 = 1.458$$

$$v_0 = 0.304$$

$$V_2 = 91.4 (h_1 - h_2)^{-1} = 890 \text{ m/s}$$

$$V_0 = 91.4 (h_1 - h_0)^{-1} = 454 \text{ m/s}$$

$$A = m v / V$$

$$A_2 = 1.458 / 890 = 16.39 \text{ cm}^2$$

$$A_0 = 0.304 / 454 = 6.69 \text{ cm}^2$$

$$L = (15 A_0)^{1/2} = 10 \text{ cm.}$$



$$\text{Energía cinética} = m V^2 / 2g = 40\,000 \text{ Kgm} / \text{s}$$

$$\text{HP} = 40\,000 / 76 = 530$$

$$\text{Vapor por HP-hora} = 3600 / 530 = 6.8 \text{ Kg}$$

2 Una turbina de vapor de acción gira a 3600 r p m . tiene un diámetro de 1.22 m, la cantidad de vapor a suministrar es de 4903 Kg hora a una presión absoluta de 14 Kg / cm<sup>2</sup>.

A ) Hallar el número teórico de escalonamientos de velocidad requerido.

B ) Número teórico de escalonamientos de presión.

C ) El número de escalonamientos de presión en el supuesto que haya dos escalonamientos de velocidad para el primer escalonamiento de presión.

$$\text{Velocidad periférica} = 3600\pi \times 1.22 / 60 = 230.8 \text{ m} / \text{s}$$

$$\text{Flujo de masa} = 4903 / 3600 = 1.36 \text{ Kg} / \text{s}$$

$$671.1 - 482.8 = 188.3 \text{ Kcal por Kg disponible}$$

$$\text{Energía cinética} = m V^2 / 2g = 188.3 \times 426 = V^2 / 2g$$

$$V = 1.250.3 \text{ m} / \text{s}$$

$$\text{La velocidad ideal del vapor por escalonamiento} = 461.6 \text{ m} / \text{s}$$

$$N_v = 1250.3 / 461.6 = 2.7$$

Se deben emplear 2 escalonamientos de velocidad.

$$\text{Velocidad del vapor a absorber en cada escalonamiento} = 461.6 \text{ m} / \text{s}$$

$$\text{Energía cinética} = m V^2 / 2g = 10\,820 \text{ Kg m por escalonamiento.}$$

$$10\,850 / 426 = 25.44 \text{ Kcal por escalonamiento.}$$

Pero se disponen de 188.3 Kcal resultando:

$$N_p = 188.3 / 25.44 = 7.4$$

Se deben emplear 7 escalonamientos de presión.

La velocidad requerida es de 923.2 m / s

Energía cinética = 44 500 KJ;  $\eta = 103$  Kcal por escalonamiento

Para el rodete doble Curtis en doble hilera.

### PROBLEMA 3.

- Hallar el rendimiento del ciclo Rankine despreciando el trabajo de la bomba.
- El consumo específico ideal de vapor.
- El consumo real suponiendo un rendimiento de 0.54.
- Rendimiento térmico.

$$P_1 = 14 \text{ Kg / cm}^2$$

$$P_{\text{CONDENSADOR}} = 50.8 \text{ mm Hg}$$

$$h_1 = 769.2 \text{ Kcal / Kg}$$

$$h_2 = 539$$

$$h_{F2} = 38.7$$

$$s_1 = 1.7232$$

$$t_1 = 371^\circ\text{C}$$

$$a) \quad h_1 - h_2 / h_1 - h_{F2} = 0.315 \quad , \quad 31.5\%$$

b) El consumo específico ideal de vapor :

$$m_i = 642 / h_1 - h_2 = 2.8 \text{ Kg / HP-hora}$$

c) El consumo específico real de vapor

$$m_s = 2.8 / 0.54 = 5.2 \text{ Kg / HP-hora}$$

d) Rendimiento térmico real:

$$e_t = 642 / m_s (h_1 - h_{F2}) = 0.17 \quad , \quad 17\%$$

## TURBINAS DE GAS

1. Una turbina ideal de gas tiene una relación de presiones de 4:1 y gasta 22.7 Kg de aire por segundo. La presión y la temperatura de entrada son 1029 Kg / cm<sup>2</sup> y 21.1°C respectivamente. El  $c_p$  del aire es 0.24 y  $k = 1.4$ . La temperatura máxima es 815.5 °C.

- A ) Rendimiento del ciclo.  
 B ) El trabajo resultante por segundo.  
 C ) La potencia teórica.

$$A) e = 1 - 1/4^{(k-1)/k} = 1 - 1/4^{0.4/1.4} = 0.3275 \quad , \quad 32.75\%$$

B ) Trabajo resultante = suma algebraica de los trabajos del compresor y de la turbina.

$$W / J = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 = -34.33 + 85.5 = 51.2 \text{ Cal / Kg.}$$

$$W = 51.2 \times 22.7 \times 426 = 495\,114 \text{ Kg. m / s.}$$

$$C) \text{ Potencia} = 495\,114 / 76 \approx 6514$$

2. Una turbina ideal con regeneración tiene una relación de presión 4:1 y consume 22.7 Kg de aire por segundo. La temperatura es de 21.1°C y 1.029 Kg / cm<sup>2</sup> a la entrada.  $C_p = 0.24$ ,  $k = 1.4$ , la temperatura máxima es de 815.5 °C.

- a ) Rendimiento del ciclo.  
 b ) Trabajo neto por segundo.  
 c ) Potencia teórica.

a )

$$T_1 = 294 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_3 = 1088 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_2 / P_1 = 4$$

$$e_r = 1 - (T_1 / T_3) \times 4^{0.285} = 0.598 \quad . \quad 59.8\%$$

$$b ) \text{ Trabajo neto} = 51.2 \text{ Kcal / Kg} = 495 \text{ 114 Kg m / s}$$

$$c ) \text{ Potencia} = 495 \text{ 114 / 76} = 6514 \text{ HP}$$

## CONCLUSIONES

En la elaboración de esta tesis se cumplió con los objetivos del plan de estudio de la materia de turbomáquinaria, así como un anexo de ejemplos resueltos, tablas de equivalencias, gráficas y figuras. Abarca desde una introducción con principios básicos en forma de repaso para una mejor comprensión del funcionamiento de las turbomáquinas.

Durante el desarrollo se menciona la clasificación de las turbomáquinas, diseño, selección, aplicación, elementos constitutivos, materiales y curvas características de funcionamiento bajo diferentes condiciones de trabajo.

En los primeros tres capítulos se encuentran los conocimientos básicos que rigen a las turbomáquinas, con desarrollo de ecuaciones, conceptos, clasificaciones, ejemplos, números adimensionales y muestra la forma gráfica de representar por medio de triángulos la forma en que trabajan las turbomáquinas interviniendo sus velocidades y ángulos de ataque.

En los siguientes dos capítulos conocimos a las turbomáquinas hidráulicas en sus dos principales tipos, las motrices y las generatrices, es decir las turbinas y las bombas, además en el capítulo referente a las bombas existe un subtema en el que se habla de los ventiladores. Para las turbinas se describen sus tres tipos principales, su aplicación, construcción, mantenimiento, partes principales, además de un repaso para la caída de presión en tuberías. En lo referente a las bombas se conoce su aplicación, elementos constitutivos, tipos, cebado y purga.

Después de las turbomáquinas hidráulicas conocimos a las térmicas como las turbinas de vapor y de gas. Como en los demás capítulos se pueden ver las clasificaciones, materiales de que se componen, sus principales elementos, su aplicación para la industria, aviación en el caso de las turbinas de gas y para la generación de energía eléctrica. Se le toma gran importancia a los ciclos como el Rankine para las turbinas de vapor, y para las turbinas de gas se ven una gran cantidad de variantes ya que pueden contar con interenfriadores, regeneradores o combinaciones. También se hace mención aunque menos extensa a los turbocompresores con sus tipos características y aplicación.

En el último capítulo se tienen diagramas en los que las turbomáquinas son aplicadas para la generación de energía eléctrica para las formas más usuales de generación hidroeléctricas y termoeléctricas.

Al final de esta tesis se cuenta con un anexo de ejemplos de los principales tipos de turbomáquinas que se conocen en la tesis, estos ejemplos son sencillos y muy prácticos para tener un conocimiento general de las turbomáquinas.

Ya que las turbomáquinas tienen un campo muy extenso y que para muy poco tiempo se tienen que abarcar estos temas se hicieron los temas lo mas compacto posible pero cumpliendo con los objetivos y temas de acuerdo al plan de estudio.

Este trabajo tiende a ser de gran utilidad para los estudiantes que cursan la materia de turbomáquina proporcionando los conocimientos suficientes que se ven en la materia, así como dibujos, gráficas, tablas, ejemplos y su aplicación.

**AREA**

1 m <sup>2</sup> - 10.76 ft <sup>2</sup>	1 m <sup>2</sup> - 6.45 cm <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> - 1.196 yd <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> - 929 cm <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> - 1550 in <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> - 144 in <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> - 10.000 cm <sup>2</sup>	1 milla <sup>2</sup> - 2.59 km <sup>2</sup>
1 cm <sup>2</sup> - 0.001576 ft <sup>2</sup>	1 milla <sup>2</sup> - 640 Acres
1 cm <sup>2</sup> - 0.155 in <sup>2</sup>	1 milla <sup>2</sup> - 259 Ha
1 cm <sup>2</sup> - 0.0001 m <sup>2</sup>	1 Acre - 43.560 ft <sup>2</sup>
1 Ha - 10.000 m <sup>2</sup>	1 Acre - 4047 m <sup>2</sup>
1 Ha - 2.471 Acre	1 Acre - 0.4047 Ha

**FUERZA**

1 Kg - 2.205 lb	1 lb - 444.986 dinas
1 Kg - 9.81 Nw	1 lb - 4.448 Nw
1 gr - 981 dinas	1 lb - 453.6 gr
1 kip - 1.000 lb	1 lb - 16 oz
1 kip - 4.46 KN	1 Nw - 1x 105 dinas
1 oz - 0.0625 lb	1 Nw - 7.23 poundal
1 dina - 0.00102 gr	1 poundal - 13823 dinas

**VELOCIDAD**

1 nudo - 1.152 mph	1 m / hr - 3600 m / seg
1 nudo - 0.853 Km / hr	1 m / seg - 3.28 ft / seg
1 mph - 8 ft / min	1 ft / seg - 0.6817 mph
1 mph - 609 Km / hr	1 mph - 1.467 ft / seg

## TABLAS DE EQUIVALENCIAS

### ENERGIA Y POTENCIA

1 WATT - 0.00136 CV	1 CV - 0.73553 HP
1 KW - 1.36 CV	1 CV - 0.73553 KW
1 KW - 1.34 Cal/m <sup>2</sup>	1 CV - 75 Kg m / seg
1 KW - 1.341 HP	1 CV - 10.5 K cal / min
1 WATT - seg - 1 Joule	1 HP - 745.7 Watt
1 WATT - Hr - 3600 Cal	1 HP - 0.746 KW
1 KW - Hr - 3600 Joules	1 HP - 1.014 CV
1 BTU - 1.055 KJ	1 HP - 0.746 KJ / seg
1 BTU - 778 Ft lb	1 HP - 33 000
1 BTU - 107.5 Kg m	1 HP - 2545.9 BTU - Hr
1 BTU - 0.252 Cal	1 HP - 75 Kg m / seg
1 BTU - 1b - 2.325 KJ / Kg	1 HP - 0.1782 K cal / seg
1 Cal - 3.968 BTU	1 Ft lb / seg - 1.36 Watt
1 K cal - 4.1868 KJ	1 Ft lb - 1.356 Joule
1 K cal - seg - 4.1868 KJ	1 Kg m - 0.921 Joule
1 K cal - 4.2544 Kg m	1 CHU - 1.1 BTU

### LONGITUD

1 m - 3.281 ft	1 ft - 12 in
1 m - 39.37 in	1 ft - 30.48 cm
1 m - 0.9144 m	1 ft - 0.3048 m
1 Km - 0.6214 milla	1 in - 2.54 cm
1 cm - 0.0328 ft	1 in - 0.0833 ft
1 cm - 0.3937 in	1 in - 0.0254 m
1 milla - 1.609 Km	1 yd - 36 in
1 milla - 1760 yd	1 yd - 3 ft
1 milla - 5280 ft	1 yd - 0.9144 m
1 Braza - 2 yd	1 Braza - 1.829 m
1 Braza - 6 ft	



## BIBLIOGRAFIA

- Aguirre reyes Miguel.  
Máquinas Hidráulicas.  
Alfaomega.
- Burghardt M. david.  
Ingeniería Termodinámica.  
Limusa.
- D.N. Kentish.  
Tuberías Industriales.  
URMO.
- Donald Swift Charles.  
Plantas de Vapor.  
CECSA.
- Encinas Manuel Polo.  
Turbomáquinas de Fluido Compresible.  
Limusa.
- F.M Golden.  
Termofluidos, Turbomáquinas y Máquinas Térmicas.  
CECSA.

**-Gacosa Dante.**

**Motores Endotérmicos.**

**Omega.**

**-G.A. Gaffert.**

**Centrales de Vapor.**

**Reverte.**

**-Hicks.**

**Bombas, su Selección y aplicación.**

**Continental.**

**-Igor.**

**Bombas Centrifugas.**

**Continental.**

**-Kenneth J. Mc Naughton.**

**Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento.**

**Mc. Graw Hill.**

**-Marks.**

**Manual del Ingeniero Mecánico.**

**Tomos 1 y 2.**

**Mc. Graw hill.**

**-Mataix Claudio.**

**Mécanica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.**

**Haría.**

**-Mataix Claudio.**

**Turbomáquinas Térmicas.**

**Dossat.**

**-Potes Santos E.**

**Centrales Eléctricas.**

**Gustavo Hill.**

**-Rosello.**

**Energía y Máquinas Térmicas.**

**Limusa.**

**-Viejo Zubicaray Manuel.**

**Bombas. Teoría, Diseño y Aplicaciones.**

**Limusa.**

**-William W. Bathie**

**Fundamentos de Turbinas de Gas.**

**Limusa.**